

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Návrh otočného stolu

Design of a Rotary Table

Student:

Bc. Poláček Jiří

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

OSTRAVA 2010

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jiří Poláček**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Návrh otočného stolu**
Design of a Rotary Table

Zásady pro vypracování:

Navrhněte vertikální otočný stůl o průměru desky 600 [mm], otáčkách 40 [ot/min] a požadované životnosti 16 000 [hod]. Maximální zatížení stolu v ose je 5 [kN], v radiálním směru 1,3 [kN], tečném směru na obvodu desky 0,5 [kN] a klopný moment 500 [Nm]. Nakreslete sestavu stolu, dílenský výkres desky a ozubeného kola.

Rozsah práce cca 60 stran.

Seznam doporučené odborné literatury:

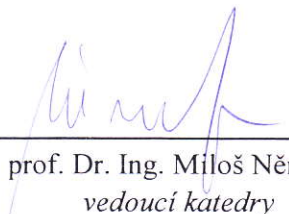
Kaláb K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. Skripta VŠB-TUO
Moravec V., Havlík J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Skripta VŠB-TUO
Moravec V., Pišťáček D.: *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí*. Skripta VŠB-TUO
ČSN 01 4686 *Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol*
Hlavní katalog SKF

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.**

Datum zadání: 18.12.2009

Datum odevzdání: 21.05.2010


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry




prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

Bc. Poláček Jiří

Poděkování

Děkuji vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Květoslavu Kalábovi, Ph.D, za jeho trpělivost, čas, ochotu a za rady a připomínky, které mi pomohly při řešení diplomové práce.

Prohlášení o využití výsledků práce

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

Adresa: Hornická 503
Albrechtice u Českého Těšína
73543

V Ostravě

.....

Bc. Poláček Jiří

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Bc. POLÁČEK J. *Návrh otočného stolu: diplomová práce.*

Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2010, 63 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem a výpočtem otočného stolu. Nejprve jsou ukázány aplikace otočných stolu v průmyslové praxi. Následuje volba typu elektromechanického pohonu. Poté je proveden konkrétní konstrukční návrh a kontrola důležitých částí otočného stolu jako je šnekové soukolí, šneková hřídel, hřídelová spojka, lisovaný spoj, šrouby a deska stolu. Je provedena také volba maziva a výpočet životnosti ložisek. Navržený otočný stůl je dokumentován v příloze v podobě sestavného výkresu, dílenského výkresu desky stolu a šnekového kola.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

Bc. POLÁČEK J. *Design of a Rotary Table: Master Thesis.*

Ostrava: VŠB-Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2010, 63 p. Thesis head: doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

This thesis deals with structural design and calculation of a rotary table. First, there are presented applications in rotary table industry. Next is selection of type of electro-mechanical drive. After that is perform concrete structural design and verification of important parts of rotary table such as worm gear, worm shaft, shaft coupling, crimp connection, screws and table board. It also made the choice of lubricant and calculation of bearing life. Designed rotary table is documented in the annex in the form of assembly, working drawing of table board and worm wheel.

Použité značení:	8
1 Úvod	11
2 Cíle diplomové práce:	12
3 Aplikace otočných v průmyslové praxi stolů	13
3.1 Karusely	14
3.2 Polohovací stoly	15
3.2.1 Děličky	16
3.2.2 Dvousé polohovací stoly	17
3.3 Otoče	18
3.4 Univerzální otočné stoly	18
4 Volba typu elektromechanického pohonu	19
4.1 Volba mechanického převodu	20
4.2 Volba elektromotoru	22
5 Popis konstrukční řešení otočného stolu	23
6 Návrh a kontrola šnekového převodu	26
6.1 Návrh modulu šnekového soukolí	26
6.2 Geometrie šnekového soukolí s válcovým šnekem (ozubení obecné)	27
6.3 Pevnostní kontrola	29
6.3.1 Volba materiálu	29
6.3.2 Kontrola šnekového kola na dotyk	29
6.3.3 Kontrola šnekového kola na ohyb	31
6.4 Volba maziva a kontrola oteplení šnekového soukolí	32
6.4.1 Volba maziva	32
6.4.2 Kontrola oteplení šnekového převodu	33

7	Návrh a kontrola šnekové hřídele	35
7.1	Síly působící na hřídel	35
7.2	Výpočet reakcí v ložiscích a statických účinků zatížení	36
7.3	Statická kontrola pevnosti šnekové hřídele	39
7.4	Statická kontrola tuhosti šnekového hřídele	42
7.5	Dynamická kontrola šnekového hřídele	45
8	Volba typu hřídelové spojky, její návrh a kontrola	46
8.1	Pevnostní kontrola spojky	46
8.2	Kontrola pera na otlačení a střih	47
9	Výpočet životnosti ložisek	48
9.1	Ložiska šnekového hřídele	48
9.2	Ložiska šnekového kola	50
10	Kontrola spojovacích částí	52
10.1	Pevnostní kontrola a ověření únosnosti lisovaného spoje	52
10.2	Kontrola šroubového spojení	55
10.3	Volba upínací drážky	57
11	Kontrola pevnosti a tuhosti desky stolu	58
12	Závěr	61
13	Použité prameny	62

Přílohy

Sestavný výkres otočného stolu

Dílenský výkres desky stolu

Dílenský výkres šnekového kola

CD s diplomovou prací

Použité značení:

\sqrt{A}	Neuberova konstanta	[mm ^{-0,5}]
A	Maximální osově zatížení desky stolu	[MPa]
A_L	Otáčkové číslo	[mm.ot.min ⁻¹]
C	Dynamická únosnost ložiska	[kN]
C_0	Statická únosnost ložiska	[kN]
D	Průměr desky stolu	[mm]
E	Modul pružnosti v tahu	[MPa]
F	Síla	[N]
F_N^{MK}	Potřebná síla ve šroubu od kroutícího momentu	[N]
F_N^M	Potřebná síla ve šroubu od klopného momentu	[N]
F_O	Osová síla ve šroubu	[N]
F_R	Maximální radiální zatížení desky stolu	[N]
F_t	Maximální tečné zatížení na obvodu desky	[N]
F_Z	Obvodová síla v závitě	[N]
F_{a1} / F_{a2}	Axiální síla šneku / šnekového kola	[N]
F_{aA} / F_{aB}	Vnitřní axiální zatížení ložiska A / B	[N]
F_{r1} / F_{r2}	Radiální síla šneku / šnekového kola	[N]
F_{t1} / F_{t2}	Obvodová síla šneku / šnekového kola	[N]
G_S	Tíha desky stolu	[N]
K_I	Součinitel vnějších dynamických sil	[-]
K_F / K_H	Součinitel zatížení pro ohyb / pro dotyk	[-]
$K_{H\alpha}$	Součinitel rozdělení zatížení na spoluzabírající páry zubů	[-]
$K_{H\beta}$	Součinitel koncentrace zatížení podél dotykové čáry	[-]
K_V	Součinitel vnitřních dynamických	[-]
K_ε	Součinitel záběru v hlavním řezu	[-]
$L_{10hA} - L_{10hE}$	Hodinová životnost ložiska A – E	[h]
M_{K1} / M_{K2}	Kroutící moment šneku / šnekového kola	[N.mm]
M_N	Jmenovitý moment motoru	[N.mm]
M_{KL}	Maximální klopný moment desky stolu	[N.mm]
M_O	Ohybový moment	[N.mm]
M_U	Utahovací moment šroubu	[N.mm]
M_Z	Záběrový moment motoru	[N.mm]

N_0	Základní počet cyklů	[-]
P	Rozteč závitu	[mm]
P_I	Výkon na vstupu	[W]
$P_A - P_E$	Ekvivalentní zatížení ložiska A – E	[N]
P_N	Jmenovitý výkon motoru	[W]
Q	Teplo odvedené skříní	[W]
R	Součinitel SKF	[-]
$R_A - R_E$	Reakce v ložiscích A - E	[N]
Re	Mez kluzu	[MPa]
Rm	Mez pevnosti	[MPa]
S	Plocha skříně pod hladinou maziva	[m ²]
S_{Hmin} / S_{Fmin}	Minimální bezpečnost v dotyku / ohybu	[-]
W_k / W_O	Modul průřezu v krutu / v ohybu	[mm ³]
Y_B	Součinitel sklonu zubů	[-]
Y_F	Součinitel tvaru zubů	[-]
Z	Ztrátový výkon	[W]
Z_H	Součinitel tvaru zubů	[-]
Z_M	Součinitel materiálu	[MPa]
b	Šířka šnekového kola	[mm]
c_0	Součinitel bezpečnosti pro statickou únosnost ložiska	[mm]
d_1 / d_2	Roztečný průměr šneku / šnekového kola	[mm]
da_1 / da_2	Hlavový průměr šneku / šnekového kola	[mm]
df_1 / df_2	Patní průměr šneku / šnekového kola	[mm]
dw_1 / dw_2	Valivý průměr šneku / šnekového kola	[mm]
f	Součinitel tření	[-]
f_m	Součinitel tření pod maticí	[-]
f_z	Součinitel tření v závitu	[-]
i	Převodový poměr	[-]
k	Bezpečnost	[-]
k_D	Dynamická bezpečnost	[-]
k_S	Statická bezpečnost	[-]
k_T	Součinitel prostupu tepla stěnou skříně	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
k_V	Výsledná bezpečnost	[-]

k_{β}	Součinitel vrubu	[-]
k_{τ}	Bezpečnost v krutu	[-]
l	Délka šneku	[mm]
m_n	Normálový modul	[mm]
n_2	Otáčky stolu	[min ⁻¹]
n_N	Jmenovité otáčky motoru	[min ⁻¹]
p	Tlak	[MPa]
q	Součinitel průměru šneku	[-]
s_{n1} / s_{n2}	Tloušťka zubu šneku / šnekového kola v normálové rovině	[mm]
s_{x1} / s_{x2}	Tloušťka zubu šneku / šnekového kola v osové rovině	[mm]
t_0	Teplota okolí	[°C]
t_M	Maximální dovolená teplota maziva	[°C]
$u_A / u_B / u_{MAX}$	Průhyby hřídele pod ložiskem A / B / maximální průhyb	[mm]
u_{TECH}	Průhyb hřídele v rovině X-Z ve valivém bodě	[mm]
v_k	Skluzová rychlost	[m.s ⁻¹]
x	Jednotková korekce ozubení	[-]
z_1 / z_2	Počet zubů šnekového hřídele / šnekového kola	[-]
z_{v2}	Virtuální počet zubů šnekového kola	[-]
α_O / α_{τ}	Součinitel koncentrace pro ohyb / pro krut	[-]
α_S	Úhel vrcholu závitu	[°]
α_n	Úhel záběru	[°]
β_O / β_{τ}	Vrubový součinitel v ohybu / v krutu	[-]
χ	Výpočtový součinitel χ	[-]
ε_{α}	Součinitel záběru profilu	[-]
φ_A / φ_B	Naklopení v ložisku A / B	[°]
φ'	Třecí úhel šneku	[°]
φ_S'	Třecí úhel šroubu	[°]
γ	Úhel stoupání šneku	[°]
η	Účinnost	[-]
η_C	Celková účinnost převodu	[-]

η_{L1} / η_{L2}	Účinnost ložisek šnekové hřídele / středové hřídele	[-]
η_Z	Účinnost šnekového převodu	[-]
η_m	Účinnost mazání	[-]
μ	Poissonovo číslo pro daný materiál	[-]
$\nu_{ISO VG}$	Kinem. viskozita při teplotě 40°C	[mm.s ⁻¹]
θ	Součinitel deformace šneku	[-]
$\overline{\sigma}_C$	Trvalá mez únavy v dotyku	[MPa]
σ_{CO}	Trvalá mez únavy v ohybu	[MPa]
σ_{CO}^*	Trvalá mez únavy v ohybu pro vrubovanou součást	[MPa]
σ_F / σ_H	Porovnávací napětí v ohybu / dotyku	[MPa]
σ_O	Ohybové napětí	[MPa]
σ_{RED}	Redukované napětí	[MPa]
σ_t	Tahové napětí ve šroubu	[MPa]
τ	Smykové napětí	[MPa]
τ_S	Střížné napětí	[MPa]
τ_{kt}	Mez kluzu ve smyku	[MPa]
ψ	Úhel stoupání šroubu	[°]
ψ_D	Poměrná šířka kola	[-]

Použité značení rozměrů na výpočtových schématech:

$B, D, D_a, D_T, L_T, a, b, c, d, d_0, d_S, d_T, e, g, h, l, r_a, t_l$

Přídavný horní index:

/ Předběžný návrh
A - D Průřezy A – D

Přídavné spodní indexy:

D Dovolný
MAX Maximální
MIN Minimální
X / Y / Z Pro rovinu X / Y / Z

1 Úvod

Otočné stoly nacházejí využití v mnoha technických aplikacích. K obrábění obrobků malých i velkých rozměrů se využívají vertikální soustruhy - karusely. Pro přesné natáčení se používají ruční nebo automatické děličky a pro zvýšení efektivity CNC centra víceosé polohovací stoly. Pro některé aplikace lze použít, nebo upravit i vhodný univerzální stůl. Otočné stoly se nacházejí i jako součást složitějších strojů, jako jsou autojeřáby, manipulátory, větrné elektrárny, točny tramvají, atd.

2 Cíle diplomové práce:

V rámci splnění zadání diplomové práce jsem si vytýčil tyto dílčí cíle:

1. Aplikace otočných stolů v průmyslové praxi
2. Volba typu elektromechanického pohonu
3. Konstrukční řešení otočného stolu
4. Návrh a kontrola šnekového převodu, volba mazání
5. Návrh a kontrola šnekového hřídele
6. Volba typu hřídelové spojky, její návrh a kontrola
7. Výpočet životnosti ložisek
8. Kontrola spojovacích částí
9. Kontrola pevnosti a tuhosti desky stolu

3 Aplikace otočných v průmyslové praxi stolů

Nejčastěji se otočné stoly v průmyslové praxi používají jako karusely, děličky, víceosé polohovací stoly a otoče.

3.1 Karusely

Karusely jsou obráběcí stroje, na kterých se obrábí obrobky větších rozměrů, nebo jeho části na požadovaný rotační tvar. Obrobek se upíná na otočný stůl, který vyvozuje rotační pohyb (hlavní řezný pohyb). Pracovní nástroj se pevně upíná do posuvné části stroje (suportu). Stroj otáčí obrobek, pracovní nůž se posouvá a postupně odebírá jednotlivé vrstvy materiálu z povrchu či vnitřku obrobku.

Karusely jsou vhodné pro obrábění rotačních symetrických i nesymetrických dílů. Konstrukce odlitek, návrh žebrování a tloušťky stěn jsou provedeny s ohledem na maximální tlumení rázů a vibrací vznikajících při řezném procesu. Lože se konstruuje tak, aby dosahovalo vysoké tuhosti a tepelné stability. Jako pohony se používají elektromotory s vysokým výkonem s několikastupňovou převodovkou, případně regulační hydromotory. Ložiska mají kromě velké nosnosti také značnou tuhost a odolnost proti rázům. Posouvání nástroje se zajišťuje nejčastěji kuličkovými šrouby a řídí servomotory. Přesný posuv se zabezpečuje rotačními snímači na servomotorech, nebo pomocí lineárních pravítek. Odvod tepla se provádí několika tryskami, které chladí jak nástroj, tak obrobek. CNC karusely některých značek jsou vybaveny šnekovým nebo řetězovým dopravníkem třísek.

Pro obrábění malých obrobků se místo karuselů často používají klasické soustruhy, přesto se vyrábí karusely mnoha typů i velikostí. Příkladem je jedno-stojanový (obr. 3.1), či dvou-stojanový karusel (obr. 3.2), který se používá pro obrobky středních velikostí. Pro obrobky velkých průměru až několika metrů se používá velkorozměrový karusel (obr. 3.3). Za další skupinu se považují plně programovatelné CNC karusely (obr. 3.4).



Obr. 3.1 - Jedno-stojanový karusel [22]



Obr. 3.2 - Dvou-stojanový karusel [24]



Obr. 3.3 - Velkorozměrový karusel [24]



Obr. 3.4 - CNC karusel [19]

3.2 Polohovací stoly

3.2.1 Děličky

Děličky slouží k přesnému natáčení obrobku pro následné vrtání, frézování, obrážení apod. Na jedné straně jsou levnější ruční děličky (obr. 3.5, 3.6), které dosahují menších přesností a k otočení obrobku je potřeba více času. Tyto děličky se využívají výhradně pro kusovou, nebo malosériovou výrobu v menších dílnách. Na druhé straně jsou sice drahé automatické děličky, ale zato pracují s vysokou rychlostí i přesností, která je nutná pro velkosériovou výrobu.

Ruční děličky se skládají z tělesa, ve kterém je umístěn jednochodý šnek se šnekovým kolem, obvykle se 40 zuby. Na šnekovém hřídeli se nachází děrovaná deska a dělicí klika s pérovým kolíkem. Při jedné otáčce dělicí kliky se otočí šnek jen jednou. Protože je šnek jednochodý, tak se šnekové kolo otočí pouze o 1 zub. Při 40 otáčkách dělicí kliky se tedy kolo otočí celé a tím také upnutý obrobek.

Dělení se provádí několika způsoby:

- | | |
|-------------------------|-------------------------------------------------------------|
| a) přímé dělení | - dělicí deska je pevně umístěna na hřídeli dělicí hlavy, |
| b) nepřímé dělení | - dělicí deska je pevně umístěna na hřídeli šnekového kola, |
| c) diferenciální dělení | - dělicí deska se otáčí vloženými výměnnými koly. |

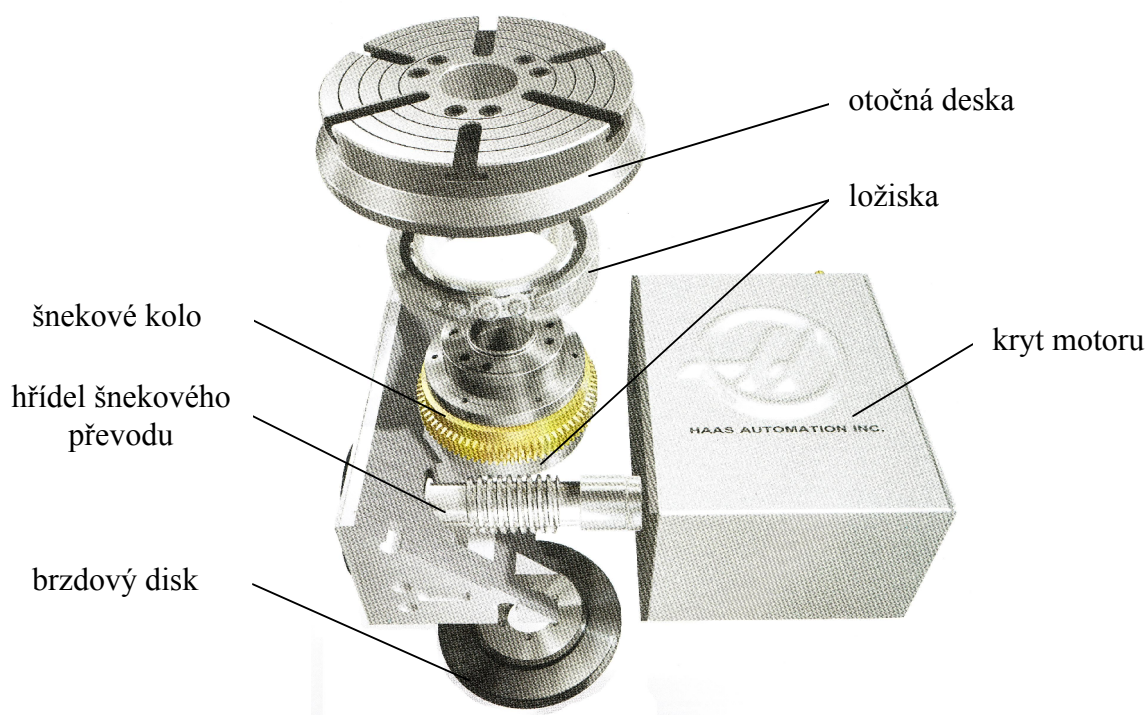


Obr. 3.5 - Ruční dělička [28]



Obr. 3.6 - Ruční dělička [30]

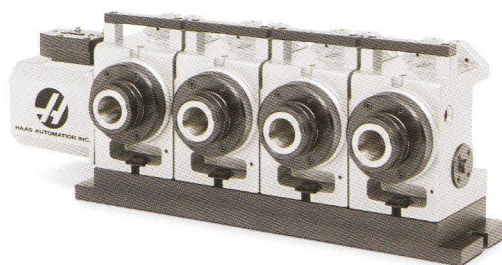
Automatické děličky (obr. 3.8) mají kromě velkého převodového poměru šnekového převodu také přesný servomotor. Tyto děličky jsou několikanásobně dražší, ale dosahují přesnosti natáčení až $0^{\circ}0'30''$ a rychlost přestavení do další polohy je menší než 1s. Skládají se ze základní konstrukce, otočné desky, ložisek, šnekového převodu, brzdového disku a motoru řízeného programovatelným řídicím a kontrolním panelem viz obr. 3.7. Používají se pro velkosériovou výrobu, nejčastěji umístěné v CNC obráběcím centru. Pro zrychlení výroby se používají také děličky s více vřeteny (obr. 3.9).



Obr. 3.7 - Skladba automatické děličky [20]



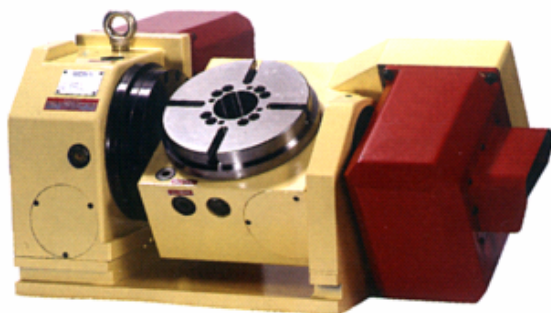
Obr. 3.8 - Automatická dělička [20]



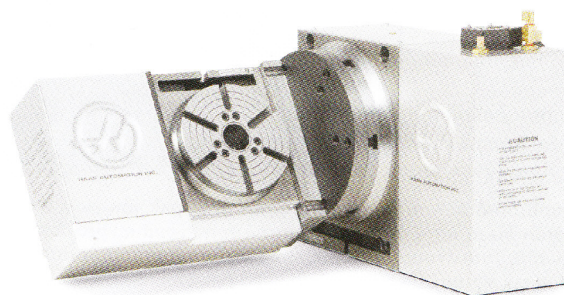
Obr. 3.9 - Vícévřetenová dělička [20]

3.2.2 Dvouosé polohovací stoly

Dvouosé kolébkové stoly (obr. 3.10, 3.11) se používají nejčastěji jako součást tříosé frézy nebo CNC obráběcího centra, které lze tímto způsobem rozšířit na pětiosou. Pomocí tohoto rozšíření a správného naprogramování stroje lze obrábět i ty nejsložitější obrobky. Další výhodou je také to, že je možno obrábět pět stran dílu bez dalších upínacích operací.



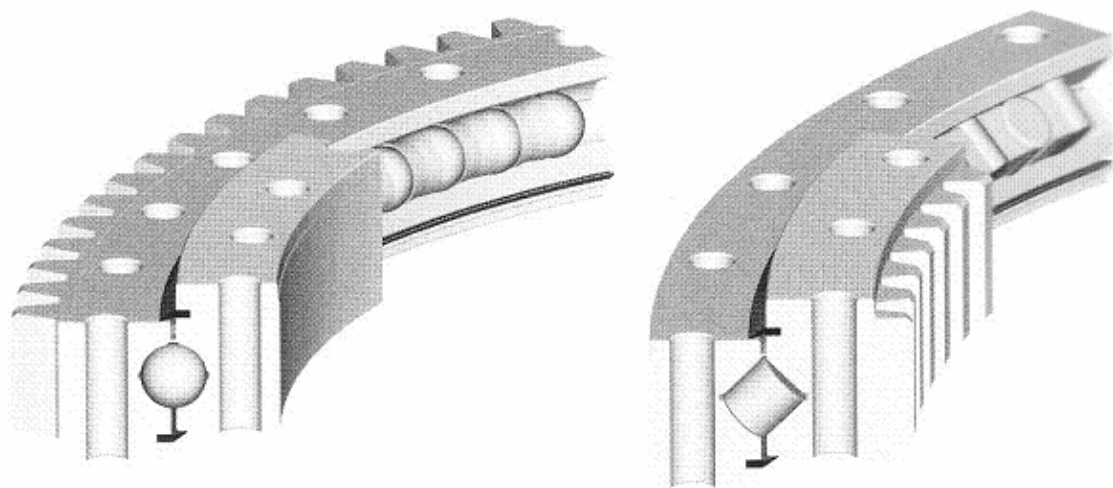
Obr. 3.10 - Dvouosý polohovací stůl [26]



Obr. 3.10 - Dvouosý polohovací stůl [20]

3.3 Otoče

Otoče jsou zkonstruovány jako „podstavce“ pro otáčení dalších zařízení. Jako příkladem jsou jeřáby, manipulátory, nakladače autojeřábů nebo vrchní části větrných elektráren, které natáčí vrtule k aktuálnímu směru větru apod. V těchto aplikacích se používají velkorozměrové ložiska (obr. 3.12), která mají na jednom z kroužků vyrobené ozubení.



Obr. 2.12 - Velkorozměrové ložisko s vnějším a vnitřním ozubením [23]

3.4 Univerzální otočné stoly

Univerzální otočné stoly (obr. 3.13 - 3.16) mohou být použity k obrábění soustružením po obvodě nebo čele obrobku, frézování, vrtání, ale také k natáčení obrobků nebo jiných zařízení. Aby se dosáhlo různé rychlosti otáčení desky stolu nebo přesného natočení, je motor opatřen programovatelným frekvenčním měničem. Jako převod slouží zpravidla kombinace šnekového soukolí se soukolím kuželovým, nebo čelním, jehož stupeň je závislý na rozsahu pracovních otáček stolu.



Obr. 3.13 - Univerzální otočný stůl [17]



Obr. 3.14 - Univerzální otočný stůl [16]



Obr. 3.15 - Univerzální otočný stůl [21]



Obr. 3.16 - Univerzální otočný stůl [29]

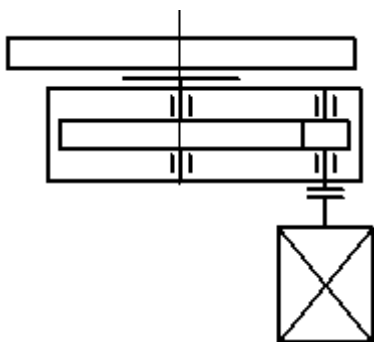
4 Volba typu elektromechanického pohonu

Dle zadání (tab. 4.1) se má deska stolu otáčet rychlostí $n_2 = 40 \text{ [min}^{-1}\text{]}$. Běžné 4-pólové asynchronní motory malých výkonů (do 2 kW) mají jmenovité otáčky v rozmezí 1350-1420 $[\text{min}^{-1}]$ a u 8-pólových asynchronních motorů jsou otáčky v rozmezí 680-705 $[\text{min}^{-1}]$. Z tohoto důvodu musím pomocí vhodného převodu vyřešit poměrně velký převodový poměr $i \approx 35 [-]$ (u 8-pólového motoru k přibližně poloviční).

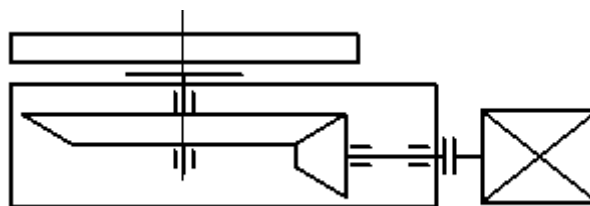
Tab. 4.1 - Zadané parametry

Parametr	Značení	Hodnota	Jednotka
Průměr desky stolu	D	600	[mm]
Otáčky stolu	n_2	40	$[\text{min}^{-1}]$
Maximální osově zatížení	A	5000	[N]
Maximální radiální zatížení	F_R	1300	[N]
Maximální tečné zatížení na obvodu desky	F_t	500	[N]
Maximální klopný moment	M_{KL}	500	[N.m]

4.1 Volba mechanického převodu

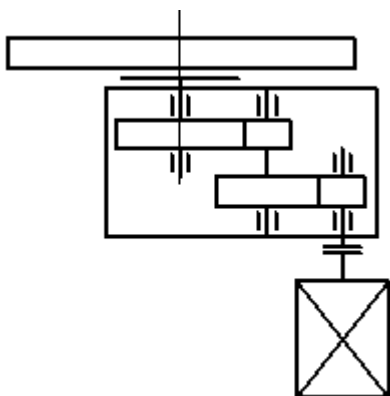


Obr. 4.1 - Jednostupňový čelní převod

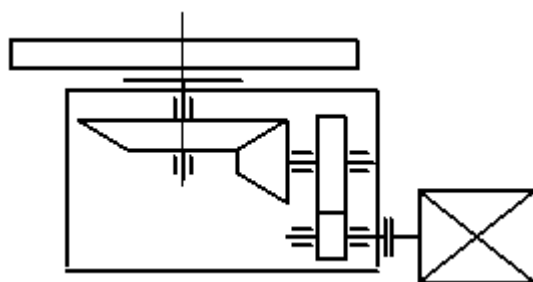


Obr. 4.2 - Jednostupňový kuželový převod

Jednostupňové soukolí (obr. 4.1, 4.2) se používá pro převodové poměry do $i \approx 5,6 [-]$. Lze však dosáhnout i větších převodových poměrů, ale soukolí je pak příliš velké. Jeho výhodou je vysoká účinnost až $\eta = 0,98 [-]$ u čelního a $\eta = 0,94 [-]$ u kuželového soukolí a také jednoduchost konstrukce skříně.

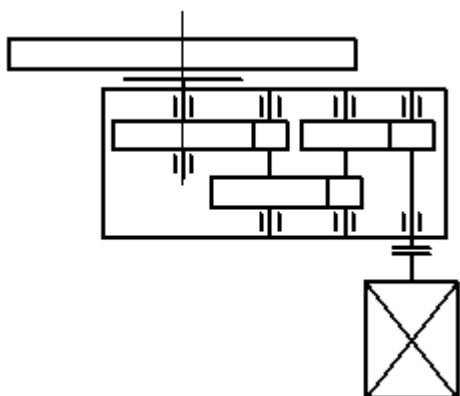


Obr. 4.3 - Dvoustupňový čelní převod

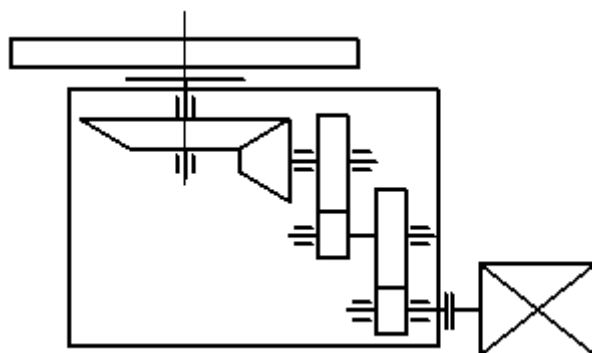


Obr. 4.4 - Dvoustupňový čelní převod

Dvoustupňové soukolí (obr. 4.3, 4.4) se používá pro větší převodové poměry, kde by jednostupňové soukolí mělo příliš velké rozměry a setrvačné hmoty. Zpravidla se volí na první stupeň větší převodový poměr než na stupeň druhý. Jeho nevýhodou je větší množství součástí a nižší účinnost.

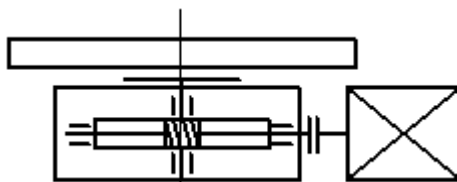


Obr. 4.5 - Třístupňový čelní převod



Obr. 4.6 - Třístupňový čelní převod

Třístupňové soukolí (obr. 4.5, 4.6) slouží pro vysoké převodové poměry. Vícestupňové převody se používají už jen zřídka a jsou nahrazovány šnekovým soukolím. Z důvodu velkého množství součástí (ozubených kol, ložisek, hřídelů) je soukolí méně spolehlivé a také konstrukčně náročné.



Obr. 4.7 - Šnekový převod

Šnekové soukolí (obr. 4.7) se používá do převodového poměru až $i \approx 100$ [-] a v případě nesilových převodu dokonce až $i \approx 1000$ [-]. Má malý rozměr, nízkou hmotnost a je konstrukčně ucelené. Vyznačuje se také tichým a plynulým chodem po celou dobu provozu. Jeho výhodou je možnost dosažení samosvornosti při $\varphi' > \psi$, ale tyto sokolí pak mají účinnost menší než $\eta = 0,5$ [-]. Čtyř-chodý šnek pak dosahuje účinnosti až $\eta = 0,9$ [-].

Z výše uvedených převodů jsem si vybral **šnekový převod** pro možnost dosažení vysokého převodového poměru na jeden stupeň s poměrně malými rozměry.

4.2 Volba elektromotoru

Výpočet potřebného výkonu:

$$P_1 = M_{K2} \cdot \omega_2 \cdot \frac{1}{\eta_C} = F_t \cdot \frac{D}{2} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_2}{60} \cdot \frac{1}{\eta_C} = 500 \cdot \frac{0,6}{2} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{40}{60} \cdot \frac{1}{0,826} = 740 \text{ [W]}$$

Účinnost převodu $\eta_C = 0,826$ [-] je vypočtena v kapitole 6.4.2.

Z katalogu [34] jsem zvolil asynchronní 4-pólový motor firmy Siemens o jmenovitém výkonu $P_N = 750$ [W] s označením 1LA7-083-4AA10. Jeho parametry jsem uvedl do tab. 4.2.

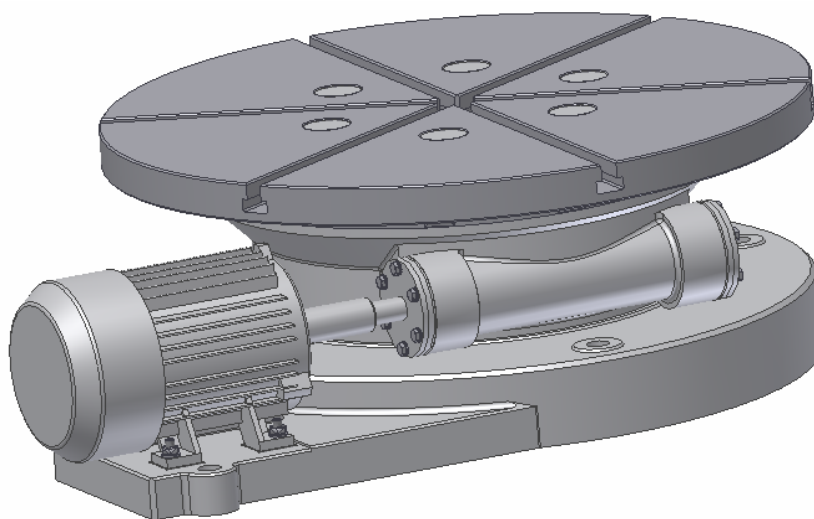
Tab. 4.2 - Parametry motoru

Parametr	Značení	Hodnota	Jednotka
Jmenovitý výkon	P_N	750	[W]
Jmenovité otáčky	n_N	1415	[min ⁻¹]
Jmenovitý moment	M_N	5100	[N.mm]
Záběrový moment	M_Z	11730	[-]

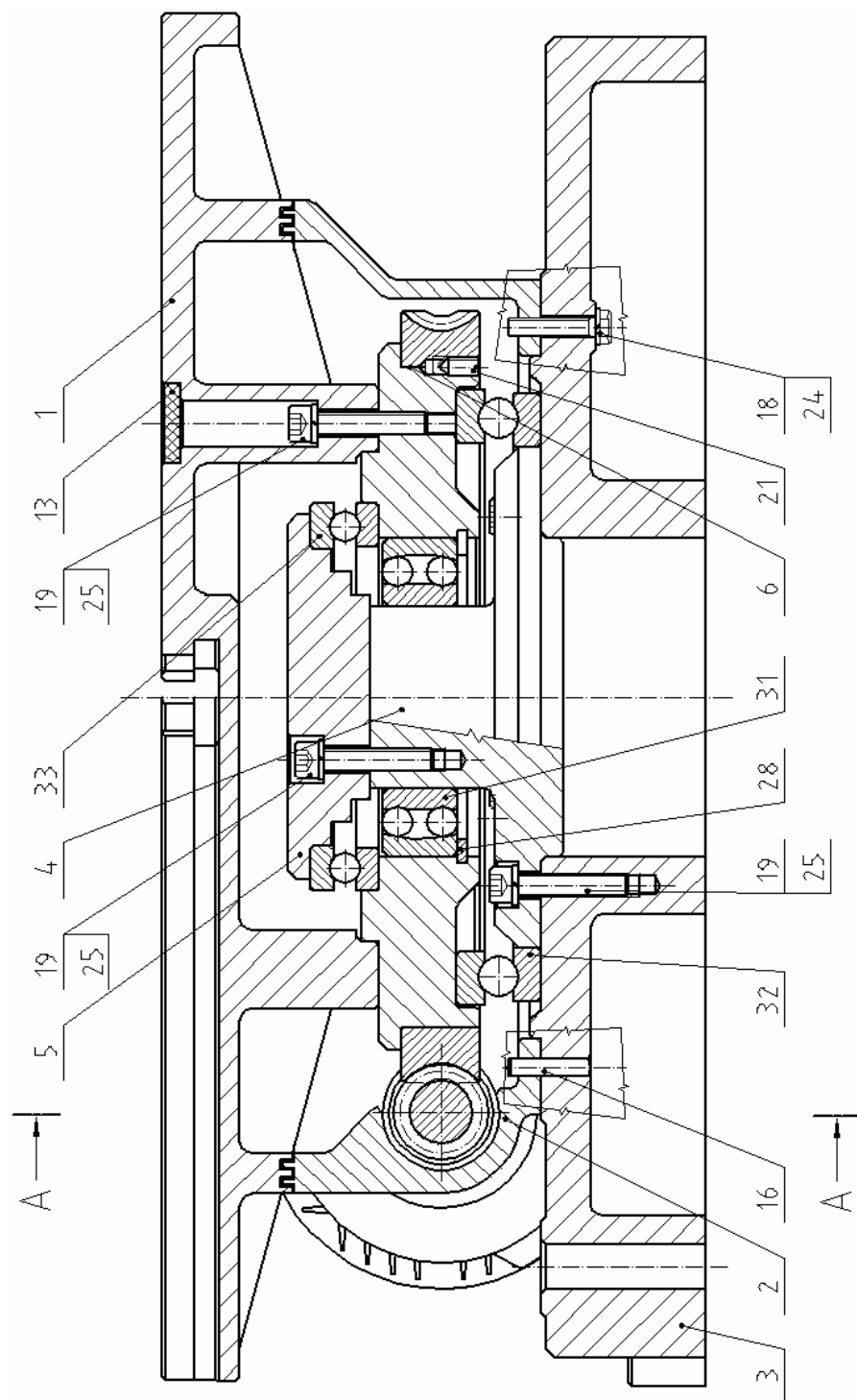
5 Popis konstrukční řešení otočného stolu

3D model sestavy jsem znázornil na obr. 5.1. Jednotlivé součásti otočného stolu jsou pak vidět v řezech na obr. 5.2 a obr. 5.3.

Pro změnu otáček a momentu motoru (poz.34) jsem použil šnekový převod skládající se z ocelové hřídele s válcovým šnekem (poz.7) a globoidního šnekového kola (poz.6). Šnekové kolo je přišroubováno k desce stolu (poz.1) pomocí 6-ti šroubů (poz.19). Hřídel šneku je symetricky uložena v nedělené šnekové skříni (poz.2) na dvě kuličková ložiska s kosoúhlým stykem (poz.30). Toto uspořádání dovoluje obousměrný chod motoru. Ložiska s kosoúhlým stykem jsou umístěna v pouzdře (poz.11) a poté zakryta víky (poz.9,10). Průchozí víko je opatřeno gufferem (poz.29), které brání vniku nečistot a ztrátám maziva. Poloha šnekové hřídele se nastavuje při montáži pomocí distančních kroužků (poz.12). Motor je spojen se základovou deskou pomocí čtyř šroubů (poz.18) a se šnekovou hřídelí pomocí pevné trubkové hřídelové spojky (poz.8) zajištěné proti axiálnímu posuvu stavěcím šroubem (poz.20). Axiální kuličkové ložisko D (poz.32) zachycuje veškeré axiální síly a spolu s dalším axiálním ložiskem E (poz.33) i klopný moment. Radiální sílu působící na desku stolu a radiální a tečnou sílu vznikající v převodu zachycuje dvouřadé kuličkové ložisko (poz.31). Středová hřídel (poz.4) je středěna v díře základové desky (poz.3). Šneková skříň je k základové desce přišroubována 8 šrouby (poz.18), proti pootočení je zajištěna dvěma rýhovanými kolíky (poz.16) a středěna osazením na základové desce. Tato skříň je opatřena labyrintem. Druhá část labyrintu se nachází na desce stolu a spolu s tuhým mazivem (poz.36) brání vniknutím nečistot do skříně. Toto mazivo také zaručuje mazání šnekového převodu a všech ložisek a slouží po celou dobu životnosti stroje. Proti úniku maziva jsou těsnící stykové plochy před montáží namazány silikonovým tmelem (poz.35).



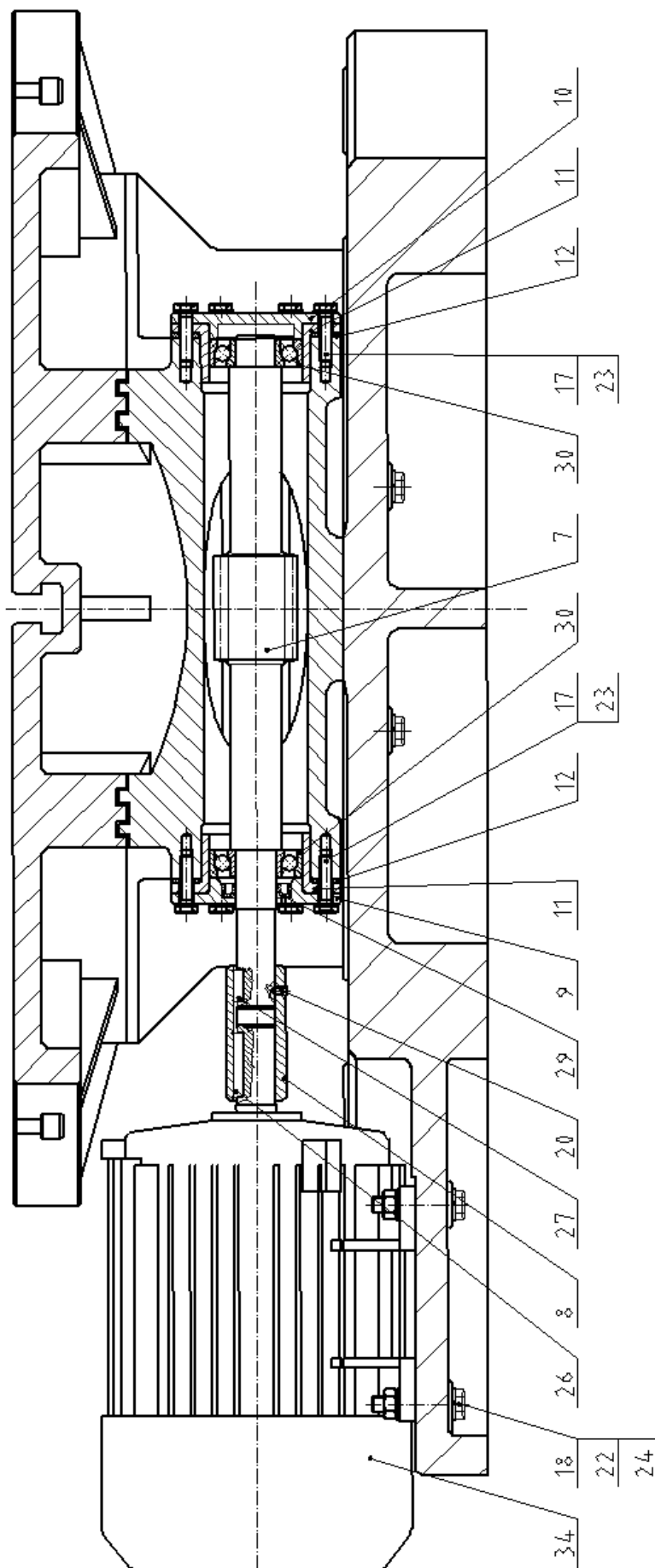
Obr. 5.1 - 3D model sestavy



Obr. 5.2 - Hlavní řez

Legenda:

1- Deska stolu, 2 - Šneková skříň, 3 - Základní deska, 4 - Středová hřídel, 5 - Středová deska, 6 - Šnekové kola, 13 - Gumová krytka, 16 - Rýhovaný kolík, 18 - Šroub, 19 - Šroub, 21 - Stavěcí šroub 24 - Podložka, 25 - Podložka, 28 - Pojistný kroužek, 31 - Dvouřadé kuličkové ložisko C, 32 - Axiální kuličkové ložisko D, 33 - Axiální kuličkové ložisko E, 35 - Silikonový tmel, 36 - Tuhé mazivo



Obr. 5.3 - Řez A-A

Legenda:

- 7 - Šneková hřídel, 8- Hřídelová pevná spojka, 9 - Průchozí víko, 10 - Neprůchozí víko, 11 - Pouzdro, 12 - Distanční podložka, 17 - Šroub, 18 - Šroub, 20 - Stavěcí šroub, 22- Matice, 23 - Podložka, 24 - Podložka, 26 - Pero, 27 - Pero, 29 - Guffero, 30 - Ložisko A, B, 34 - Motor

6 Návrh a kontrola šnekového převodu

Pro přenos krouticího momentu z motoru na desku stolu jsem zvolil šnekové soukolí s válcovým šnekem a globoidním kolem s obecným ozubením. Návrh velikosti modulu a pevnostní kontrolu jsem provedl dle normy ČSN 01 4780.

6.1 Návrh modulu šnekového soukolí

Při návrhu modulu jsem vycházel z vyšetření porovnávacího napětí v dotyku dle Hertze, ze kterého lze po úpravách vyjádřit vztah 6.1 pro roztečný průměr kola a následně vypočíst potřebný normálový modul dle vztahu 6.2.

Protože chci docílit větší účinnosti šnekového převodu, zvolil jsem počet zubu na šnekové hřídeli $z_1 = 3$ [-].

Předběžný návrh převodového poměr:

$$i' = \frac{1415}{40} = 35,375 \text{ [-]}$$

Počet zubů šnekového kola:

$$z_2 = i' \cdot z_1 = 35,375 \cdot 3 = 106 \text{ [-]}$$

Skutečný převodový poměr:

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{106}{3} = 35,33 \text{ [-]}$$

Kroutící moment na desce stolu:

$$M_{K2} = F_t \cdot \frac{D}{2} = 500 \cdot \frac{600}{2} = 150000 \text{ [N.mm]}$$

Součinitel materiálu:

$$Z'_M = \sqrt{0,35 \cdot E_H} = \sqrt{0,35 \cdot 1,3 \cdot 10^5} = 229,13 \text{ [MPa]}$$

Modul pružnosti v tahu $E_H = 1,3 \cdot 10^5$ [MPa] pro bronzové kolo a ocelový šnek jsem zvolil z rozmezí $(1,27 \cdot 10^5 - 1,36 \cdot 10^5)$ [MPa] dle [2] str. 283.

Součinitel tvaru zubů:

$$Z'_H = \sqrt{\frac{\sin 2\gamma}{\sin 2\alpha_n}} = \sqrt{\frac{\sin(2 \cdot 19^\circ)}{\sin(2 \cdot 20^\circ)}} = 0,979 \text{ [-]}$$

Úhel stoupání šneku $\gamma = 19 [^\circ]$ pro $z_1 = 3 [-]$ jsem zjistil dle [2] str. 193 a úhel záběru $\alpha_n = 20 [^\circ]$ dle [2] str. 179.

Návrhový vztah pro určení roztečného průměru šnekového kola:

$$d_2' = \sqrt[3]{\left(\frac{Z_M' \cdot Z_H'}{\sigma_{HD}'}\right)^2 \cdot \frac{2 \cdot K_H' \cdot M_{K2} \cdot i}{\psi_D'}} = \sqrt[3]{\left(\frac{229,13 \cdot 0,979}{175}\right)^2 \cdot \frac{2 \cdot 1,5 \cdot 150000 \cdot 35,33}{0,9}} \quad (6.1)$$

$$d_2' = 307,3 \text{ [mm]}$$

Součinitel zatížení pro dotyk $K_H' = 1,5 [-]$, poměrnou šířku šnekového kola $\psi_D' = 0,9 [-]$ pro $z_1 = 3 [-]$ jsem zvolil dle [2] str. 283 a dovolené namáhání na dotyk $\sigma_{HD}' = 175 \text{ [MPa]}$ pro hliníkový bronz z rozmezí (160 - 182) [MPa] dle [2] str. 286.

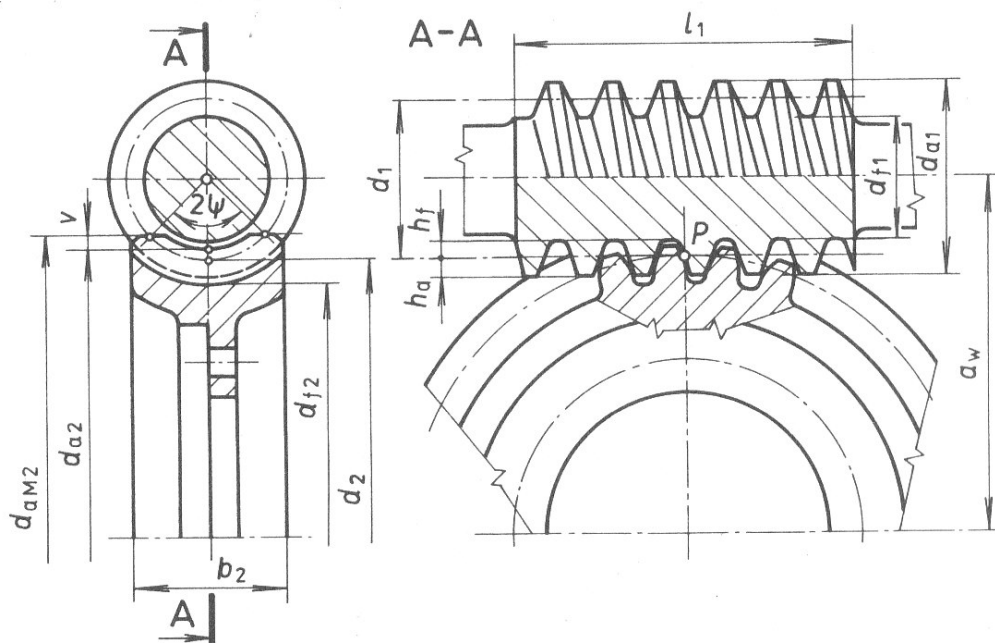
Návrh normalového modulu:

$$m_n' = \frac{d_2' \cdot \cos \gamma}{z_2} = \frac{307,3 \cdot \cos 19^\circ}{106} = 2,74 \text{ [mm]} \quad (6.2)$$

Zvolil jsem **normalizovanou hodnotu modulu** $m_n = 3 \text{ [mm]}$.

6.2 Geometrie šnekového soukolí s válcovým šnekem (ozubení obecné)

Hlavní rozměry šneku a šnekového kola jsem znázornil na obr. 6.1. Jejich hodnoty jsem uvedl do tab. 6.1.



Obr. 6.1 - Rozměry válcového šneku a šnekového kola [2]

Tab. 5.1 - Výpočet rozměrů šneku a šnekového kola

	Šnek	Šnekové kolo
Počet zubů	$z_1 = 3 [-]$	$z_2 = 106 [-]$
Směr stoupání šroubovice	Pravý	Pravý
Počet zubů virtuálního kola	-	$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{106}{\cos^3 14,4775^\circ} = 113,06 [-]$
Úhel záběru v norm. řezu	$\alpha_n = 20 [^\circ]$	
Modul normálový	$m_n = 3 [\text{mm}]$	
Součinitel průměru šneku	$q = 12 [\text{mm}]$	
Roztečné průměry	$d_1 = q \cdot m_n = 12 \cdot 3 = 36 [\text{mm}]$	$d_2 = \frac{z_2 \cdot m_n}{\cos \gamma} = \frac{106 \cdot 3}{\cos 14,4775^\circ} = 328,428 [\text{mm}]$
Valivé průměry	$d_{w1} = d_1 \cdot 2 \cdot x \cdot m_n = 36 - 2 \cdot 0,0715 \cdot 3 = 35,572 [\text{mm}]$	$d_{w2} = d_2 = 328,428 [\text{mm}]$
Hlavové průměry	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a^* \cdot m_n = 36 + 2 \cdot 1 \cdot 3 = 42 [\text{mm}]$	$\begin{aligned} d_{a2} &= d_2 + 2 \cdot (h_a^* + x) \cdot m_n \\ &= 328,428 + 2 \cdot (1 - 0,0715) \cdot 3 = 334 [\text{mm}] \\ d_{aM2} &= d_2 + 2 \cdot v^* \cdot m_n \\ &= 334 + 2 \cdot 0,75 \cdot 3 = 338,5 [\text{mm}] \end{aligned}$
Patní průměry	$\begin{aligned} d_{f1} &= d_1 - 2 \cdot (h_f^* + c^*) \cdot m_n \\ &= 36 - 2 \cdot (1 + 0,25) \cdot 3 = 28,5 [\text{mm}] \end{aligned}$	$\begin{aligned} d_{f2} &= d_2 - 2 \cdot (h_f^* + c^* - x) \cdot m_f \\ &= 328,428 - 2 \cdot (1,25 + 0,0715) \cdot 3 = 320,5 [\text{mm}] \end{aligned}$
Úhel stoupání	$\gamma = \arctg \cdot \frac{z_1 \cdot m_n}{d_1} = \arctg \cdot \frac{2 \cdot 3}{36} = 14,4775 [^\circ]$	
Tloušťky zubů v rovině normálové a osové	$\begin{aligned} s_{n1} &= 0,5 \cdot \pi \cdot m_n = 0,5 \cdot \pi \cdot 3 = 4,712 [\text{mm}] \\ s_{x1} &= 0,5 \cdot \pi \cdot \frac{m_n}{\cos \gamma} \\ &= 0,5 \cdot \pi \cdot \frac{3}{\cos 14,4775^\circ} = 4,867 [\text{mm}] \end{aligned}$	$\begin{aligned} s_{n2} &= 0,5 \cdot \pi \cdot m_n + 2 \cdot x \cdot \operatorname{tg} \alpha_n \\ &= 0,5 \cdot \pi \cdot 3 + 2 \cdot 0,0715 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 4,764 [\text{mm}] \\ s_{x2} &= \frac{s_{n2}}{\cos \gamma} = \frac{4,764}{\cos 14,4775^\circ} = 4,92 [\text{mm}] \end{aligned}$
Délka šneku a šířka šnekového kola	$\begin{aligned} l &= (11 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m_n \\ &= (11 + 0,06 \cdot 106) \cdot 3 = 52 [\text{mm}] \end{aligned}$	$\begin{aligned} b &\approx \psi_D \cdot d_1 \approx 0,9 \cdot 36 \approx 32,4 [\text{mm}] \\ \text{Volím } b &= 34 [\text{mm}] \end{aligned}$

Pomocí $x = -0,0715 [\text{mm}]$ jsem korigoval na osovou vzdálenost $a_w = 182 [\text{mm}]$.

6.3 Pevnostní kontrola

6.3.1 Volba materiálu

Vzhledem k vysokým tlakům a velkým skluzovým rychlostem jsem vybral takovou kombinaci materiálu, aby vykazovala dobré třecí vlastnosti a dobrou zabíhavost.

Pro šnek se používají nejčastěji oceli s tvrzeným povrchem, a proto jsem zvolil cementovanou a kalenou ocel 14 220 s Poissonovým číslem $\mu_1 = 0,3$ [-] a modulem pružnosti v tahu $E_1 = 2,05 \cdot 10^5$ [MPa]. Cementované a kalené zuby je nutné obrousit a popřípadě i vyleštit. Pro šnekové kolo se skluzovými rychlostmi menšími než 4 m.s^{-1} se používají hliníkové bronzы, které mají poměrně velkou pevnost a tvrdost. Proto jsem zvolil hliníkový bronz CuAl9Fe3 s Poissonovým číslem $\mu_2 = 0,35$ [-] a modulem pružnosti v tahu $E_2 = 0,75 \cdot 10^5$ [MPa]. Materiálové vlastnosti jsem získal z [11] str. 35 a [2] str. 285.

6.3.2 Kontrola šnekového kola na dotyk

Aby šnekové kolo vyhovělo kontrole na dotyk, musí být porovnávací napětí šnekového kola podle Hertze σ_H menší, než dovolené napětí σ_{HD} . Pro výpočet těchto napětí jsem musel vypočítat několik důležitých součinitelů, které zohledňují použitý materiál, geometrii ozubení a způsob zatížení.

Součinitel materiálu:

$$Z_M = \sqrt{\frac{2}{\pi \cdot \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)}} = \sqrt{\frac{2}{\pi \cdot \left(\frac{1 - 0,3^2}{2,05 \cdot 10^5} + \frac{1 - 0,35^2}{0,75 \cdot 10^5} \right)}} = 198,61 \text{ [MPa}^{0,5}\text{]}$$

Součinitel tvaru zubů:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos^2 \gamma}{\sin(2 \cdot \alpha_n)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos^2 14,4775^\circ}{\sin(2 \cdot 20^\circ)}} = 1,7079 \text{ [-]}$$

Součinitel záběru profilu:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} \right) + \left(\frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos \gamma = 1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{\infty} \right) + \left(\frac{1}{106} \right) \cdot \cos 14,4775^\circ = 1,781 \text{ [-]}$$

Při výpočtu součinitele záběru profilu se šnek nahrazuje ozubeným hřebenem, proto je ve výpočtu $z_1 = \infty$.

Součinitel rozdělení zatížení na spoluzabírající páry zubů:

$$K_{H\alpha} = \frac{1}{K_\varepsilon \cdot \varepsilon_\alpha} = \frac{1}{0,75 \cdot 1,781} = 0,745 [-]$$

Součinitel záběru v hlavním řezu $K_\varepsilon = 0,75 [-]$ jsem určil dle [2] str. 190.

Součinitel koncentrace zatížení podél dotykové čáry:

$$K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 \cdot (1 - \chi) = 1 + \left(\frac{106}{103} \right)^3 \cdot (1 - 0,6) = 1,436 [-]$$

Součinitel deformace šneku $\theta = 103 [-]$ pro $z_1 = 3 [-]$ a součinitel $\chi = 0,6 [-]$ pro součinitel průměru šneku $q = 12 [-]$ a zatížení málo proměnné jsem určil dle [2] str. 190.

Skluzová rychlost:

$$v_k = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot \cos \gamma} = \frac{\pi \cdot 36 \cdot 1415}{60 \cdot \cos 14,4775^\circ} = 2,75 [\text{m.s}^{-1}]$$

Součinitel zatížení pro dotyk:

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_V \cdot K_I = 1,436 \cdot 0,745 \cdot 1 \cdot 1,5 = 1,605 [-]$$

Součinitel vnitřních dynamických $K_V = 1 [-]$ pro skluzovou rychlost $v_k = (1,5 - 3) [\text{m.s}^{-1}]$ a stupeň přesnosti 7 jsem určil dle [2] str. 190 a součinitel vnějších dynamických sil $K_I = 1,5 [-]$ pro elektromotor a obráběcí stroj dle [2] str. 91.

Porovnávací napětí v dotyku:

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot K_H \cdot M_{K2}}{d_2^2 \cdot b_2}} = 198,61 \cdot 1,7079 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 1,605 \cdot 150000}{328,428^2 \cdot 34}} = 122,91 [\text{MPa}]$$

Dovolené napětí v dotyku:

$$\sigma_{HD} = \frac{\bar{\sigma}_C \cdot \sqrt[8]{\frac{N_0}{N_2}}}{S_{H \min}} = \frac{\bar{\sigma}_C \cdot \sqrt[8]{\frac{N_0}{60 \cdot n_2 \cdot L_h}}}{S_{H \min}} = \frac{167 \cdot \sqrt[8]{\frac{25 \cdot 10^7}{60 \cdot 40 \cdot 16000}}}{1,2} = 175,88 [\text{MPa}]$$

Mez dlouhodobé únavové pevnosti v dotyku $\bar{\sigma}_C = 167 [\text{MPa}]$ pro hliníkový bronz a skluzovou rychlost $v_k = 2,75 [\text{m.s}^{-1}]$ jsem určil dle [2] str. 286, základní počet cyklů $N_0 = 25 \cdot 10^7$ [cykly] dle [2] str. 287 a min. bezpečnost v dotyku $S_{H \min} = 1,2$ dle [2] str. 284.

Šnekové kolo **vyhovělo** v kontrole na dotyk, jelikož je $\sigma_H = 122,91 < \sigma_{HD} = 175,88 [\text{MPa}]$.

6.3.3 Kontrola šnekového kola na ohyb

Aby šnekové kolo vyhovělo kontrole na ohyb, musí být porovnávací ohybové napětí šnekového kola σ_F menší, než dovolené napětí σ_{FD} .

Součinitel sklonu zubů:

$$Y_B = 1 - \left(\frac{\gamma}{140^\circ} \right) = 1 - \left(\frac{14,4775^\circ}{140^\circ} \right) = 0,8965 [-]$$

Porovnávací ohybové napětí:

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot K_F \cdot M_{K2} \cdot Y_F \cdot Y_B}{d_2 \cdot b_2 \cdot m_n} = \frac{2 \cdot 1,605 \cdot 150000 \cdot 1,3 \cdot 0,8965}{328,428 \cdot 34 \cdot 3} = 16,75 \text{ [MPa]}$$

Součinitel tvaru zubů $Y_F = 1,3 [-]$ jsem určil dle [2] str. 287 a součinitel zatížení pro ohyb $K_F \approx K_H = 1,605 [-]$.

Dovolené ohybové napětí:

$$\sigma_{FD} = \frac{\sigma_{CO}}{S_{F\min} \cdot k_\beta} \cdot \sqrt[9]{\frac{N_0}{N_2}} = \frac{180}{2 \cdot 1,95} \cdot \sqrt[9]{\frac{25 \cdot 10^7}{3,84 \cdot 10^7}} = 56,84 \text{ [MPa]}$$

Součinitel vrubu $k_\beta = 1,95 [-]$ jsem pro virtuální počet zubů kola $z_v = 113 [-]$ a jednotkovou korekci $x = -0,01715 [-]$ určil z [2] str. 229. Mez únavy v ohybu $\sigma_{CO} = 180 \text{ [MPa]}$ jsem určil z [2] str. 285.

Šnekové kolo **vyhovělo** kontrole na ohyb, jelikož je $\sigma_F = 16,75 < \sigma_{FD} = 56,84 \text{ [MPa]}$.

6.4 Volba maziva a kontrola oteplení šnekového soukolí

6.4.1 Volba maziva

Výběr maziva pro šnekové převody je velice složitý, protože dochází k velkému tření se skluzovými rychlostmi až 4 m.s^{-1} . Proto jsem vybíral mazivo podle použitých maziv v obdobných aplikacích zkušeného výrobce. Soustředil jsem se především na plastická maziva, protože při uložení ložisek ve vertikální poloze by při použití oleje následovalo zalití celého ložiska. Tento problém bych musel vyřešit složitější konstrukcí skříně.

Firma TOS-Znojmo používá ve svých šnekových převodech velký sortiment plastických maziv, například: OMV - Duraplex EP 00, ARAL - Aralub BAB EP, Kastrol - Alphaget, ESSO - Fliessfett S420, KLUBER - Strugtovis P Liquid, SHELL - Tivela GL 00 apod. Pro kuličková ložiska s kosoúhlým stykem je dle katalogu SKF [31] vhodná kinematická viskozita $\nu_1 = 30 \text{ [mm.s}^{-1}\text{]}$ při uvažované provozní teplotě 80°C . Po převodu na kinematickou viskozitu při teplotě 40°C je $\nu_{ISOVG} = 100 \text{ [mm.s}^{-1}\text{]}$. Těmito ložisky jsem se řídil z důvodů daleko menší vypočítané životnosti než u ostatních použitých ložisek (viz kapitola 9). Proto jsem vybral mazivo s touto kinematickou viskozitou firmy Aral - Dlouhodobý tuk H. Při výpočtu domazávacího intervalu, který je pro ložiska na šnekové hřídeli nejkratší, vyšla větší životnost než je požadovaná, tudíž mazivo poslouží po celou dobu životnosti stroje.

Tab. 6.2 - Vybrané parametry vhodných maziv

Mazivo	Značení	Aral Dlouhodobý tuk H	ESSO Fliessfett S420	SKF LGMT3	Jednotka
Zahušťovadlo		Lithné mýdlo	Sodné mýdlo	Lithné mýdlo	
Kin. viskozita při teplotě 40°C	ν_{ISOVG}	100	185	120	$[\text{mm.s}^{-1}]$
Minimální provozní teplota	t_{MIN}	-30	-40	-30	$[\text{C}^\circ]$
Maximální provozní teplota	t_M	130	140	120	$[\text{C}^\circ]$

Výpočet otáčkového čísla pro ložiska šnekové hřídele:

$$A_L = n_1 \cdot d_m = 1415 \cdot 36 = 50940 \text{ [mm.ot.min}^{-1}\text{]}$$

Pro toto otáčkové číslo $A_L = 50940 \text{ [mm.ot.min}^{-1}\text{]}$ je dle katalogu SKF [31] domazávací interval 35000h. Střední průměr ložiska $d_m = 36 \text{ [mm]}$.

6.4.2 Kontrola oteplení šnekového převodu

Při řešení jsem vycházel z předpokladu, že se veškerá mechanická energie, zmařena v soukolí, přemění na teplo, jehož nositelem je plastická náplň skříně. Mazivo nesmí překročit určitou hodnotu teploty t_M , proto je nutno zajistit, aby množství tepla Q , které lze převést z oleje do okolí za jednotku času bylo větší než množství tepla Z , které uvnitř skříně za jednotku času vzniká. Aby šnekový převod vyhověl kontrole oteplení, musí být splněna podmínka: $Q \geq Z$.

Třecí úhel:

$$\varphi' = \arctg\left(0,015 + \frac{0,03}{v_k}\right) = \arctg\left(0,015 + \frac{0,03}{2,75}\right) = 2,074 [^\circ]$$

Účinnost šnekového převodu:

$$\eta_z = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')} = \frac{\operatorname{tg}(14,4775^\circ)}{\operatorname{tg}(14,4775^\circ + 2,074^\circ)} = 0,869 [-]$$

Celková účinnost:

$$\eta_c = \eta_z \cdot \eta_{L1} \cdot \eta_{L2} \cdot \eta_m = 0,869 \cdot 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,98 = 0,826 [-]$$

Účinnost kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem pro šnekovou hřídel je $\eta_{L1} = 0,99 [-]$ a účinnost axiálních kuličkových ložisek a dvouřadého kuličkového ložiska pro středovou hřídel je $\eta_{L2} = 0,98 [-]$. S ohledem ke ztrátám třením v gufferu a broděním v mazivu jsem zvolil účinnost mazání $\eta_m = 0,98 [-]$.

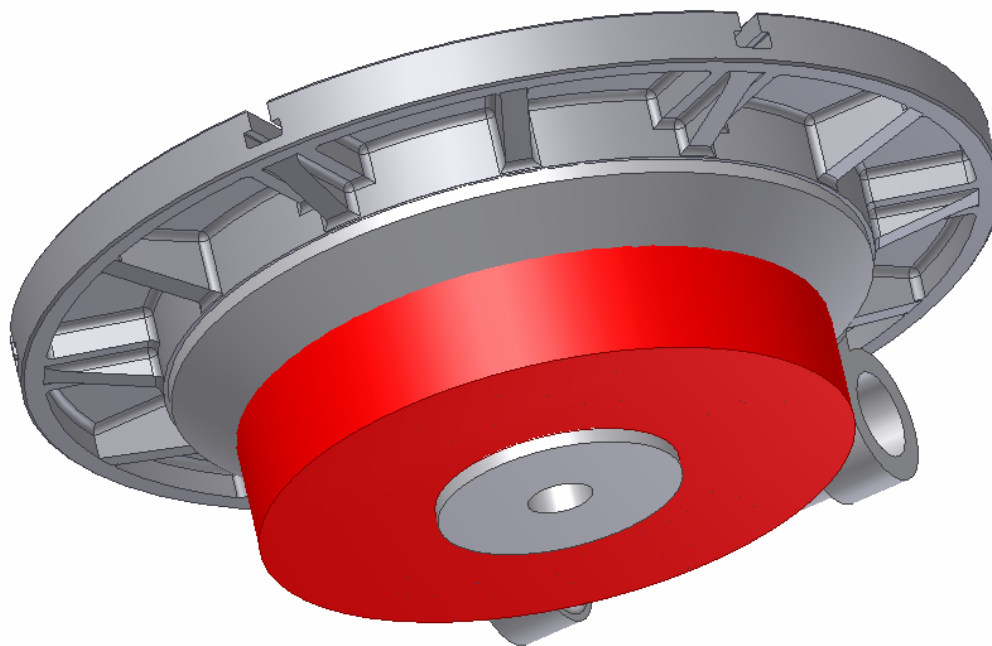
Ztrátový výkon:

$$Z = P_1 \cdot (1 - \eta_c) = 740 \cdot (1 - 0,826) = 129 [\text{W}]$$

Tepelný výkon skříně:

$$Q = k_T \cdot S \cdot (t_M - t_0) = 12 \cdot 0,166 \cdot (130 - 20) = 219 [\text{W}]$$

Maximální teplotu použitého maziva $t_M = 130 \text{ } [^{\circ}\text{C}]$ jsem zjistil dle produktového listu [32] (také uvedena v tab. 6.3) a teplotu okolí jsem zvolil $t_0 = 20 \text{ } [^{\circ}\text{C}]$. Součinitel prostupu tepla stěnou skříně pro uzavřené místnosti $k_T = 12 \text{ } [\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}]$ jsem určil dle [2] str. 289. Výpočtovou plochu $S = 0,166 \text{ } [\text{m}^2]$, na které je teplo odváděno, jsem odečetl pomocí programu [36] s červeně označené plochy viz obr. 6.2.



Obr. 6.2 - 3D model se znázorněním výpočtové plochy S

Převod **vyhověl** kontrole oteplení, jelikož je splněna podmínka $Q = 219 > Z = 129 \text{ } [\text{W}]$.

7 Návrh a kontrola šnekové hřídele

7.1 Síly působící na hřídel

Vzájemné silové působení šneku a šnekového kola v záběrové oblasti podél dotykových čar jsem určil ekvivalentním systémem osamělých sil s působišťem v pólu P, které lze definovat trojicí ortogonálních vektorů $F_{a2} = -F_{t1}$, $F_{t2} = -F_{a1}$ a $F_{r2} = -F_{r1}$. Umístění a směr sil jsem znázornil na obr. 7.1. Při změně směru otáčení se nemění velikost, ale pouze směr sil F_{t2} a F_{a2} u šnekového kola a sil F_{t1} a F_{a1} u šneku.

Obvodová síla kola:

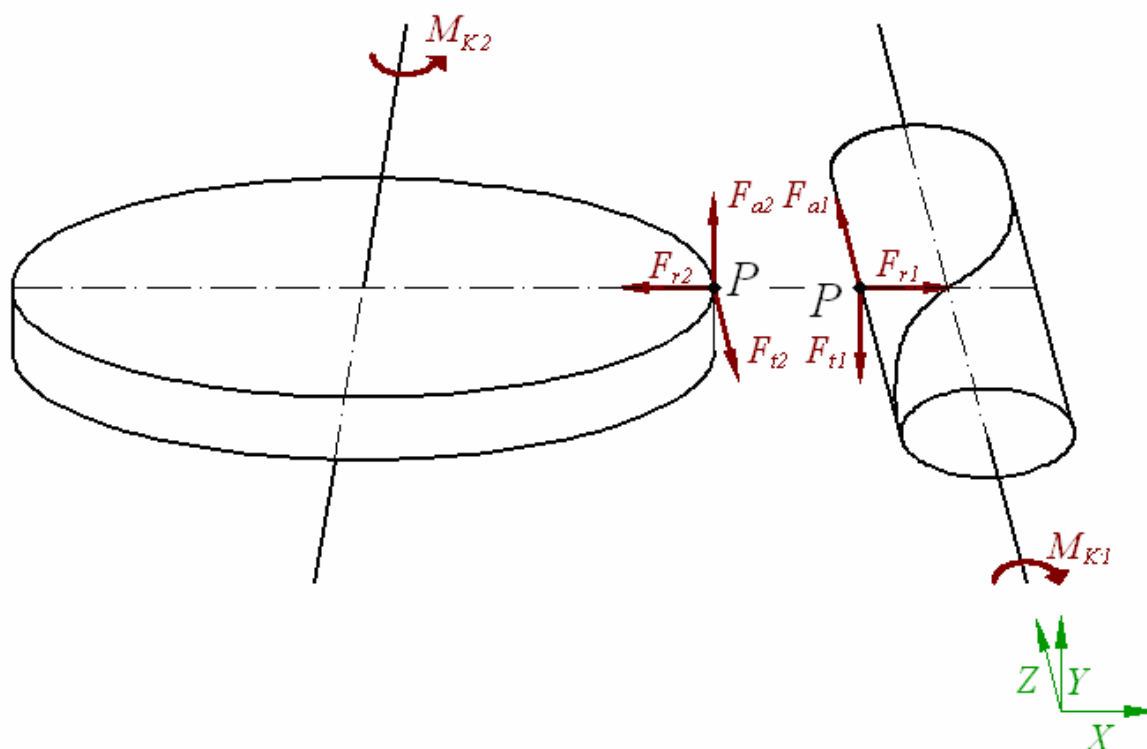
$$F_{t2} = \frac{M_{K2}}{d_{w2}} = \frac{150000}{328,428} = 913 \text{ [N]}$$

Axiální síla kola:

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}(\varphi' + \gamma) = 913 \cdot \operatorname{tg}(2,074^\circ + 14,4775^\circ) = 272 \text{ [N]}$$

Radiální síla kola:

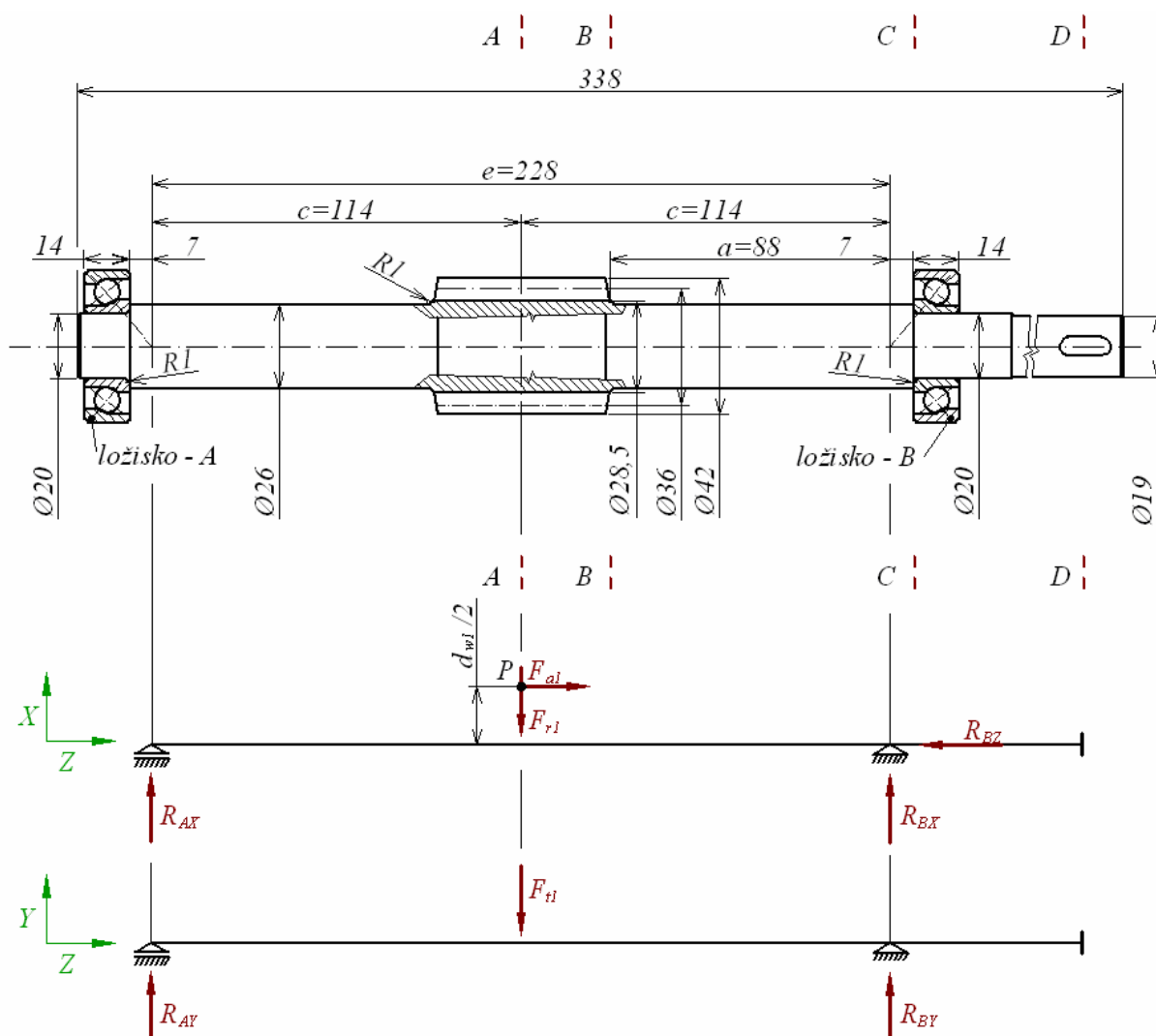
$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \gamma - \sin \gamma \cdot \operatorname{tg} \varphi'} = 913 \cdot \frac{\operatorname{tg}(20^\circ)}{\cos(14,4775^\circ) - \sin(14,4775^\circ) \cdot \operatorname{tg}(2,074^\circ)} = 347 \text{ [N]}$$



Obr. 7.1 - Působící síly ve šnekovém převodu

7.2 Výpočet reakcí v ložiscích a statických účinků zatížení

Šnekovou hřídel jsem uložil na kuličková ložiska s kosoúhlým stykem pod úhlem 40° . Při tomto uspořádání se působíště reakčních sil přesouvají dovnitř a zvyšuje se celková tuhost hřídele. Protože se jedná o souměrné uspořádání a při změně chodu motoru se mění jen směr axiálních a tečných sil, rozhodl jsem se provést výpočet jen pro směr otáčení znázorněný na obr. 7.1. Kritická místa A - D pro pevnostní kontrolu jsem vybral jen pro průměry, které jsou kromě ohybu namáhány také krutem. Výpočtový model jsem znázornil na obr. 7.2.



Obr. 7.2 - Výpočtový model hřídele

Reakce v ložiscích v ose X:

$$R_{AX} = \frac{F_{r1} \cdot c - F_{a1} \cdot \frac{d_{wl}}{2}}{e} = \frac{347 \cdot 114 - 913 \cdot \frac{35,572}{2}}{228} = 102 \text{ [N]}$$

$$R_{BX} = \frac{F_{r1} \cdot c + F_{a1} \cdot \frac{d_{wl}}{2}}{e} = \frac{347 \cdot 114 + 913 \cdot \frac{35,572}{2}}{228} = 245 \text{ [N]}$$

Reakce v ložiscích v ose Y:

$$R_{AY} = \frac{F_{t1} \cdot c}{e} = \frac{272 \cdot 114}{228} = 136 \text{ [N]}$$

$$R_{BY} = R_{AY} = 136 \text{ [N]}$$

Reakce v ložisku v ose Z:

$$R_{BZ} = F_{a1} = 913 \text{ [N]}$$

Výsledná reakce radiální síly na ložiska:

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{102^2 + 136^2} = 170 \text{ [N]}$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{245^2 + 136^2} = 280 \text{ [N]}$$

Určení ohybových momentů k ose X v kritických průřezích:

$$M_{OX}^A = R_{BX} \cdot c = 245 \cdot 114 = 27930 \text{ [N.mm]}$$

$$M_{OX}^B = R_{BX} \cdot a = 245 \cdot 88 = 21560 \text{ [N.mm]}$$

Určení ohybových momentů k ose Z v kritických průřezích:

$$M_{OY}^A = R_{BY} \cdot c = 136 \cdot 114 = 15504 \text{ [N.mm]}$$

$$M_{OY}^B = R_{BY} \cdot a = 136 \cdot 88 = 11968 \text{ [N.mm]}$$

Určení výsledných ohybových momentů v kritických průřezích:

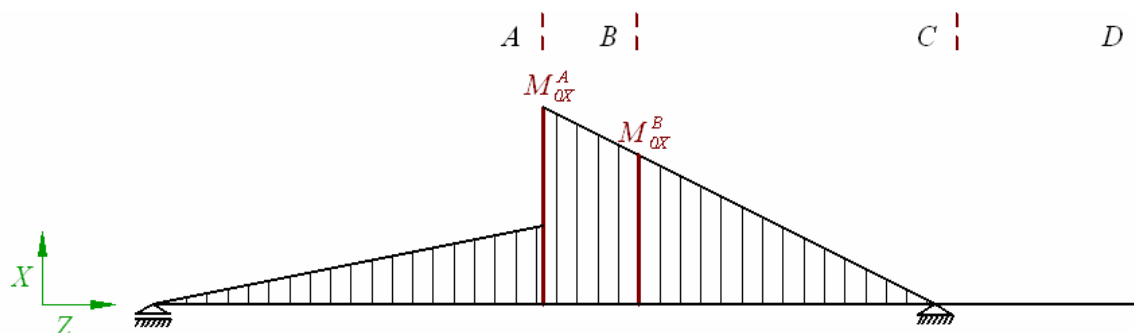
$$M_O^A = \sqrt{M_{OX}^A^2 + M_{OY}^A^2} = \sqrt{27930^2 + 15504^2} = 31944 \text{ [N.mm]}$$

$$M_O^B = \sqrt{M_{OX}^B^2 + M_{OY}^B^2} = \sqrt{21560^2 + 11968^2} = 24660 \text{ [N.mm]}$$

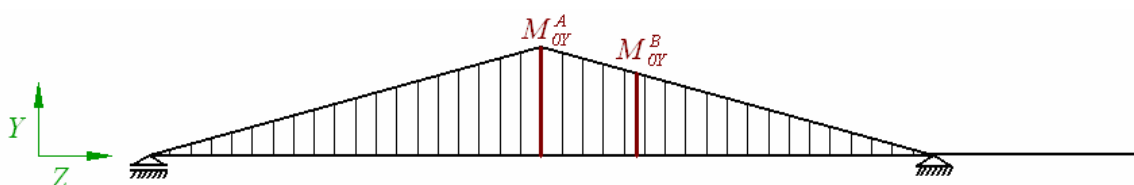
$$M_O^C = M_O^D = 0 \text{ [N.mm]}$$

Určení krouticího momentu v kritických průřezích:

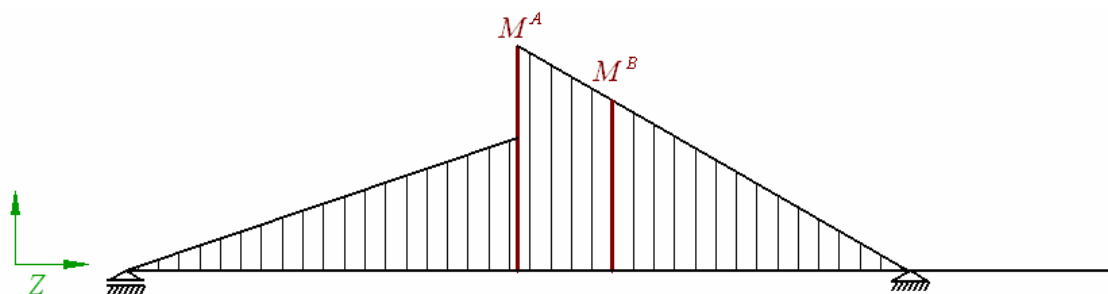
$$M_{K1}^A = M_{K1}^B = M_{K1}^C = M_{K1}^D = F_{t1} \cdot \frac{d_{w1}}{2} = 272 \cdot \frac{35,572}{2} = 4838 \text{ [N.mm]}$$



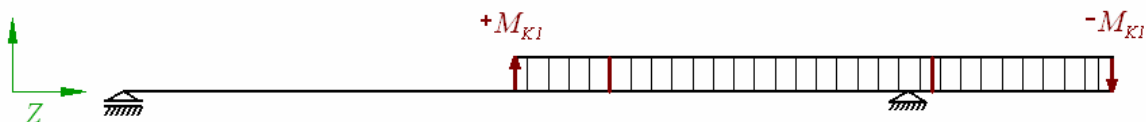
Obr. 7.3 - Ohybový moment k ose x



Obr. 7.4 - Ohybový moment k ose y



Obr. 7.5 - Výsledný ohybový moment



Obr. 7.6 - Kroutící moment

7.3 Statická kontrola pevnosti šnekové hřídele

Materiál hřídele je dán materiálem šneku (ocel 14 220). I když má tento materiál vysoké materiálové hodnoty R_m , R_e , σ_{c0} a krouticí a ohybový moment jsou nízké, musím hřídel zkontrolovat z důvodů mnoha konstrukčních vrubů.

Fyzikální vlastnosti materiálu jsem získal z [8] str. 59 a jsou uvedeny v tab. 7.1. Průměry pro výpočet napětí v kritických místech jsem uvedl v tab. 7.2.

Tab. 7.1 - Vlastnosti oceli 14 220

Parametr	Značení	Hodnota	Jednotka
Mez pevnosti	R_m	785	[MPa]
Mez kluzu	R_e	588	[MPa]
Únavová mez v ohybu	σ_{c0}	370	[MPa]

Tab. 7.2 - Průměry kritických průřezů

Kritické místo	Značení	Hodnota	Jednotka
A	d_f	28,5	[mm]
B	d_B	26	[mm]
C	d_C	20	[mm]
D	d_D	15,5	[mm]

V kritickém průřezu D, kde se nachází drážka pro pero, jsem pro získání výpočtového průměru d_D odečetl hloubku drážky od skutečného průměru.

Ohybová napětí:

$$\sigma_O^A = \frac{M_O^A}{W_O^A} = \frac{M_O^A}{\frac{\pi \cdot d_f^3}{32}} = \frac{31944}{\frac{\pi \cdot 28,5^3}{32}} = 14,1 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_O^B = \frac{M_O^B}{W_O^B} = \frac{M_O^B}{\frac{\pi \cdot d_B^3}{32}} = \frac{24660}{\frac{\pi \cdot 26^3}{32}} = 14,3 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_O^C = \sigma_O^D = 0 \text{ [MPa]}$$

Smyková napětí:

$$\tau^A = \frac{M_{K1}^A}{W_K^A} = \frac{M_{K1}^A}{\frac{\pi \cdot d_f^3}{16}} = \frac{4838}{\frac{\pi \cdot 28,5^3}{16}} = 1,1 \text{ [MPa]}$$

$$\tau^B = \frac{M_{K1}^B}{W_K^B} = \frac{M_{K1}^B}{\frac{\pi \cdot d_B^3}{16}} = \frac{4838}{\frac{\pi \cdot 26^3}{16}} = 1,4 \text{ [MPa]}$$

$$\tau^C = \frac{M_{K1}^C}{W_K^C} = \frac{M_{K1}^C}{\frac{\pi \cdot d_C^3}{16}} = \frac{4838}{\frac{\pi \cdot 20^3}{16}} = 3,1 \text{ [MPa]}$$

$$\tau^D = \frac{M_{K1}^D}{W_K^D} = \frac{M_{K1}^D}{\frac{\pi \cdot d_D^3}{16}} = \frac{4838}{\frac{\pi \cdot 15,5^3}{16}} = 6,6 \text{ [MPa]}$$

Pro zjištění skutečného napětí v kritických místech je třeba znát součinitele koncentrace napětí jak v krutu, tak v ohybu. Tyto součinitele jsem pro osazenou tyč (kritický průřez B, C) odečetl z [12] str. 21. Pro drážku pro pero v kritickém průřezu D jsem je vypočetl dle vztahu 7.3. V průřezu A, kde se nachází šnek, jsem vyhledal součinitelé pro evolventní drážkování, které vykazuje podobné koncentrace napětí jako ozubená kola. Nejprve jsem zjistil z [10] str. 27 vrubové součinitele pro ohyb $\beta_o = 1,65$ [-] a pro krut $\beta_\tau = 1,55$ [-]. Poté jsem vypočetl hodnoty součinitelů koncentrací napětí α_o (α_τ) dle vztahu 7.2, který jsem vyjádřil ze vztahu 7.1 pro výpočet vrubového součinitele dle Neubergera. Hodnoty všech součinitelů jsem uvedl do tab. 7.3.

Vrubový součinitel dle Neubergera:

$$\beta = 1 + \frac{(\alpha - 1)}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\rho}} = 1,82 \text{ [-]} \quad (7.1)$$

Součinitelé koncentrací napětí v místě šneku:

$$\alpha_o^A = \left[(\beta_o - 1) \cdot \left(1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho}} \right) \right] + 1 = \left[(1,65 - 1) \cdot \left(1 + \frac{0,28}{\sqrt{1,14}} \right) \right] + 1 = 1,82 \text{ [-]} \quad (7.2)$$

$$\alpha_\tau^A = \left[(\beta_\tau - 1) \cdot \left(1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho}} \right) \right] + 1 = \left[(1,55 - 1) \cdot \left(1 + \frac{0,28}{\sqrt{1,14}} \right) \right] + 1 = 1,69 \text{ [-]}$$

Neubergerovu konstantu $\sqrt{A} = 0,28 \text{ [mm}^{-0,5}]$ pro materiál meze pevnosti $R_M = 750 \text{ [MPa]}$ jsem určil dle [12] str. 22. Poloměr vrubu $\rho = r_f^* \cdot m_n = 0,38 \cdot 3 = 1,14 \text{ [mm]}$.

Součinitel koncentrace napětí pro drážku pro pero:

$$\alpha_{\tau}^D = 2 + 0,05 \cdot \frac{b_2}{\rho_1} = 2 + 0,05 \cdot \frac{6}{0,4} = 2,75 [-] \quad (7.3)$$

Tab. 7.3 - Součinitele koncentrace napětí

Parametr	Značení	Hodnota pro kritická místa				Jednotka
		A	B	C	D	
Souč. koncentrace napětí v ohybu	α_O	1,82	2,1	-	-	[-]
Souč. koncentrace napětí v krutu	α_{τ}	1,69	1,55	1,42	2,75	[-]

Výpočet redukovaného napětí (maximálního smykového napětí):

$$\sigma_{RED}^A = \sqrt{(\alpha_O^A \cdot \sigma_O^A)^2 + 3 \cdot (\alpha_{\tau}^A \cdot \tau^A)^2} = \sqrt{(1,82 \cdot 14,1)^2 + 3 \cdot (1,69 \cdot 1,1)^2} = 25,9 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{RED}^B = \sqrt{(\alpha_O^B \cdot \sigma_O^B)^2 + 3 \cdot (\alpha_{\tau}^B \cdot \tau^B)^2} = \sqrt{(2,1 \cdot 14,3)^2 + 3 \cdot (1,55 \cdot 1,4)^2} = 30,3 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{MAX}^C = \alpha_{\tau}^C \cdot \tau^C = 1,42 \cdot 3,1 = 4,4 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{MAX}^D = \alpha_{\tau}^D \cdot \tau^D = 2,75 \cdot 6,6 = 18,2 \text{ [MPa]}$$

V místech A a B jsem vypočetl redukovaná napětí metodou HMM. V místě C a D, kde působí pouze krut, jsem vypočetl maximální smykové napětí τ_{MAX} .

Statické bezpečnosti:

$$k_S^A = \frac{Re}{\sigma_{RED}^A} = \frac{588}{25,9} = 22,7 [-]$$

$$k_S^B = \frac{Re}{\sigma_{RED}^B} = \frac{588}{30,3} = 19,4 [-]$$

$$k_S^C = \frac{\tau_{kt}}{\tau^C} = \frac{339}{4,4} = 77,1 [-]$$

$$k_S^D = \frac{\tau_{kt}}{\tau^D} = \frac{339}{18,2} = 18,6 [-]$$

V místech A a B jsem statickou bezpečnost stanovil k mezi kluzu, v místech C a D k mezi kluzu ve smyku určenému dle metody HMM.

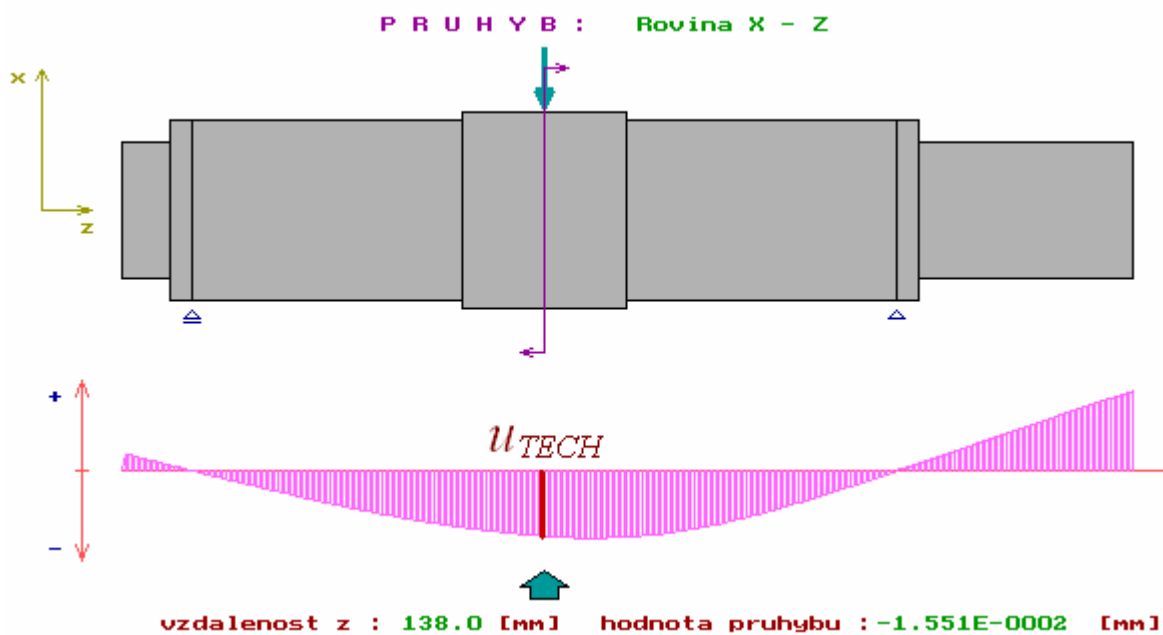
Mez kluzu ve smyku dle HMM:

$$\tau_{kt} = 0,577 \cdot Re = 0,577 \cdot 588 = 339 \text{ [MPa]}$$

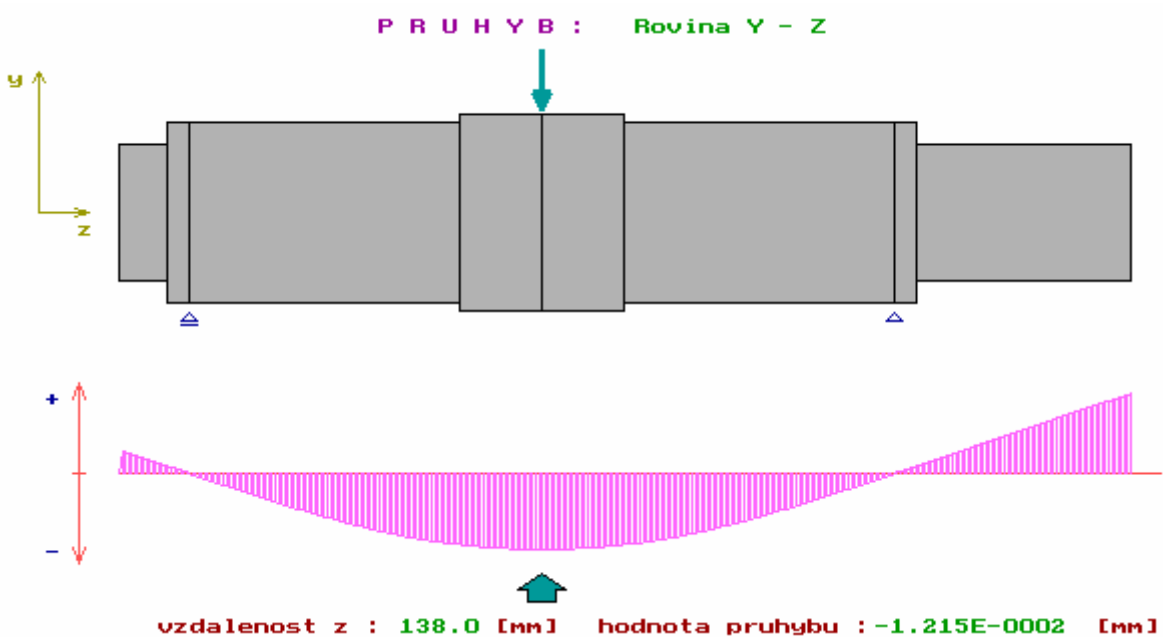
Hřídél **vyhověla** stat. kontrole pevnosti, jelikož všechny místa splnila podmínku $k_S > 1,5 [-]$.

7.4 Statická kontrola tuhosti šnekového hřídele

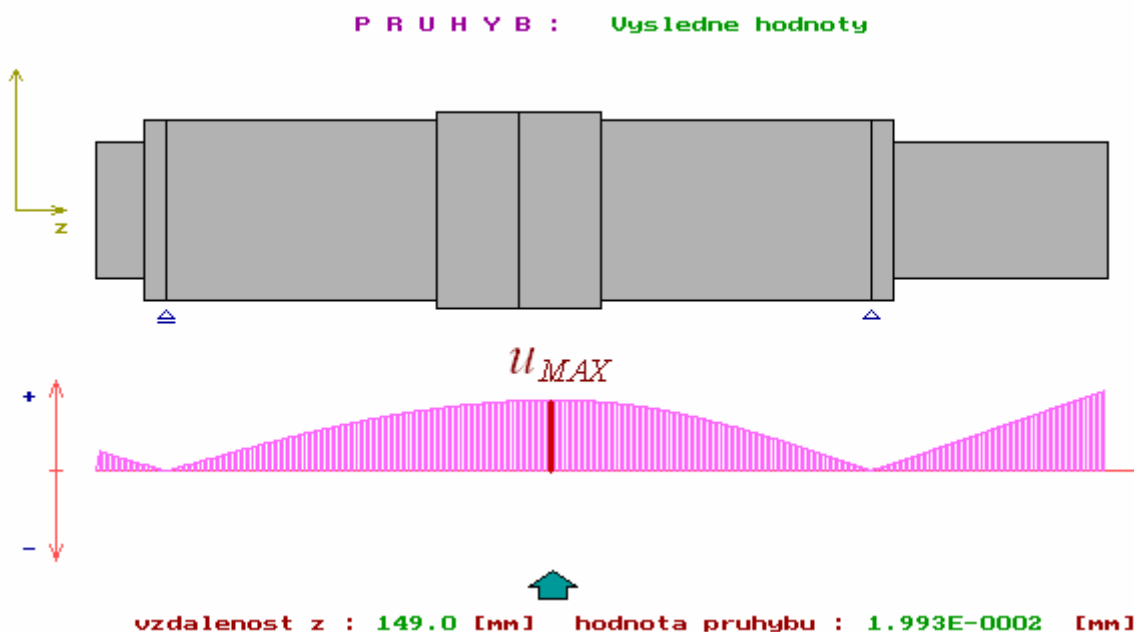
Průhybovou křivku jsem vypočítal pomocí programu hřídel [38]. Zjistil jsem hodnoty průhybu u_1 a u_2 [mm] ve výsledné rovině u ložisek A a B, důležité pro zjištění naklonění ložisek, maximální hodnotu průhybu v záběrovém bodě u_{TECH} [mm] v normálové rovině k ose kola (rovině X-Z), důležitou pro správné fungování převodu a maximální výsledný průhyb hřídele u_{MAX} [mm]. Vypočtené hodnoty průhybů a naklonění jsem uvedl do tab. 7.4.



Obr. 7.7 - Průhyb šnekové hřídele v rovině X - Z [37]



Obr. 7.8 - Průhyb šnekové hřídele v rovině Y - Z [37]



Obr. 7.9 - Výsledný průhyb šnekové hřídele [37]

Tab. 7.4 - Hodnoty průhybu

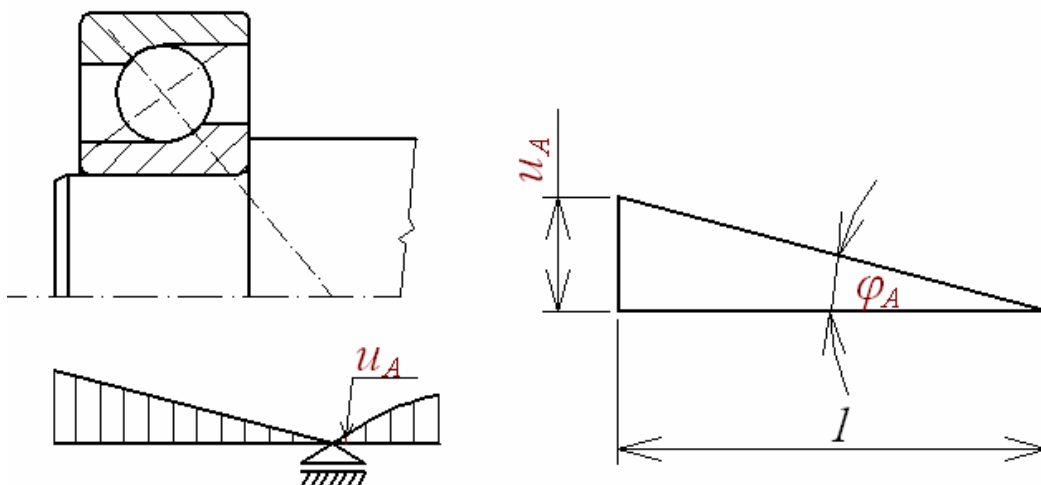
Parametr	Značení	Hodnota	Dovolená hodnota	Jednotka
Max. průhyb	u_{MAX}	0,01993	-	[mm]
Průhyb ve valivém bodě v normálové rovině k ose kola	u_{TECH}	0,01551	0,036	[mm]
Průhyb ložiska A v blízkosti 1 mm od reakce	u_A	0,000244	-	[mm]
Průhyb ložiska B v blízkosti 1 mm od reakce	u_B	0,000297	-	[mm]
Naklonění v ložisku A	φ_A	0,85	2	[']
Naklonění v ložisku B	φ_B	1,1	2	[']

Naklonění v ložiscích A a B :

$$\varphi_A = \arctg \frac{u_A}{1} = \arctg \frac{0,000247}{1} = 0,01415 [^\circ] = 0,85 [']$$

$$\varphi_B = \arctg \frac{u_B}{1} = \arctg \frac{0,000297}{1} = 0,01702 [^\circ] = 1,1 [']$$

Naklonění v ložiscích A a B jsem vypočetl z průhybu u_A , u_B , které jsou ve vzdálenosti 1 mm od působíště reakce. Schéma pro výpočet jsem znázornil na obr. 7.10.



Obr. 7.10 - Schéma pro výpočet naklopení v ložiscích

Dovolený průhyb šnekové hřídele v normálové rovině k ose kola:

$$u_D = \frac{d_1}{1000} = \frac{36}{1000} = 0,036 \text{ [mm]} \quad (7.4)$$

Vztah 7.4 pro dovolený průhyb pod šnekovou hřídelí jsem zjistil z [3] str. 136.

Šneková hřídel **vyhověla** statické kontrole tuhosti, protože je maximální průhyb $u_{MAX} = 0,01993 < u_D = 0,036 \text{ [mm]}$ a nejvyšší naklopení u ložiska B $\varphi_B = 1,1 < \varphi_{MAX} = 2 \text{ [']}$.

7.5 Dynamická kontrola šnekového hřídele

Při cyklickém zatěžování je hřídel ohrožena únavou materiálu, proto se dynamická bezpečnost určuje podílem vznikajícího napětí k mezi únavy σ_C . V tomto případě se jedná o kombinaci souměrně střídavého ohybu se statickým krutem a výsledná bezpečnost se vypočte podle vztahu 7.5.

Nejmenší statická bezpečnost je v kritickém průřezu D, zde však působí pouze statický krut a proto provádím dynamickou kontrolu pro kritický průřez B, který má druhou nejmenší statickou bezpečnost $k_s^B = 19,4 [-]$.

Vrubový součinitel dle Neubergera:

$$\beta_o^B = 1 + \frac{\alpha_o^B - 1}{1 + \sqrt{\frac{A}{\rho}}} = 1 + \frac{2,1 - 1}{1 + \frac{0,28}{\sqrt{1}}} = 1,86 [-]$$

Neuberovu konstantu $\sqrt{A} = 0,28 [\text{mm}^{-0,5}]$ pro materiál meze pevnosti $R_M = 750 [\text{MPa}]$ jsem určil dle [12] str. 22. Poloměr vrubu $\rho = 1 [\text{mm}]$.

Skutečná mez únavy v ohybu:

$$\sigma_{co}^* = \frac{\sigma_{co} \cdot \varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta_o^B} = \frac{370 \cdot 0,88 \cdot 0,78}{1,86} = 137 [\text{MPa}]$$

Statická bezpečnost v krutu:

$$k_\tau^B = \frac{\tau_{kt}}{\tau^B} = \frac{339}{1,4} = 242 [-]$$

Dynamická bezpečnost:

$$k_D^B = \frac{\sigma_{co}^{B*}}{\sigma_o^B} = \frac{137}{14,3} = 9,58 [-]$$

Výsledná bezpečnost:

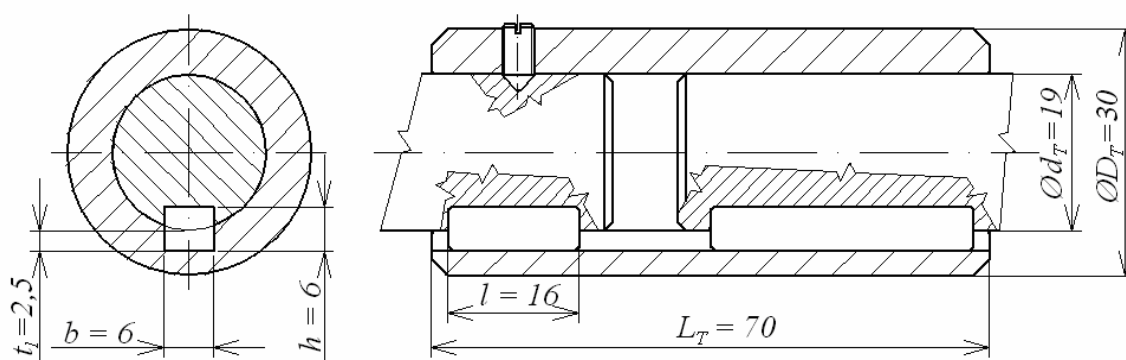
$$k_v^B = \frac{k_\tau^B \cdot k_D^B}{\sqrt{k_\tau^{B^2} + k_D^{B^2}}} = \frac{242 \cdot 9,58}{\sqrt{242^2 + 9,58^2}} = 9,57 [-] \quad (7.5)$$

Hřídel **vyhověla** dyn. kontrole, protože je výsledná bezpečnost $k_v^B = 9,57 > k_{vMIN} = 1,2 [-]$.

Minimální bezpečnost $k_{vMIN} = 1,2 [-]$ jsem určil z [10] str. 20.

8 Volba typu hřídelové spojky, její návrh a kontrola

Pro rovnoměrné zatížení jsem zvolil pevnou trubkovou hřídelovou spojku (obr. 8.1), která je levná, konstrukčně jednoduchá a provozně nenáročná. Hřídel motoru i šneku má průměr $d_T = 19$ [mm], a proto jsem zvolil jako polotovar tlustostěnnou trubku TR 30x6 dle ČSN 42 6711 z materiálu 11 500 s mezí kluzu $Re = 245$ [MPa]. Proti axiálnímu posuvu je spojka zajištěna stavěcím šroubem M4 x 6 - ISO 7434. K přenosu kroutícího momentu ze spojky na šnekovou hřídel jsem použil PERO 6e7 x 6 x 16 ČSN 02 2562.



Obr. 8.1 - Trubková spojka

8.1 Pevnostní kontrola spojky

Aby trubková spojka vyhověla pevnostní kontrole, musí být maximální smykové napětí τ_{MAX} , které vzniká při působení záběrového momentu M_Z menší, než dovolené napětí τ_D .

Maximální smykové napětí spojky:

$$\tau_{MAX} = \frac{M_Z}{W_K} = \frac{M_Z}{\frac{\pi \cdot (D_T^4 - d_T^4)}{16 \cdot D_T}} = \frac{11730}{\frac{\pi \cdot (30^4 - 19^4)}{16 \cdot 30}} = 2,6 \text{ [MPa]}$$

Pro výpočet smykového napětí trubky jsem uvažoval průřez bez oslabení drážkou pro pero a dírou pro stavěcí šroub.

Dovolené napětí spojky:

$$\tau_D = \frac{0,577 \cdot Re}{k_s} = \frac{0,577 \cdot 245}{2} = 70,7 \text{ [MPa]}$$

Statickou bezpečnost $k_s = 2$ [-] jsem zvolil z důvodu zanedbání oslabení průřezu trubky a neuvážení koncentrace napětí v drážce spojky.

Spojka **vyhověla** pevnostní kontrole, protože je maximální smykové napětí spojky $\tau_{MAX} = 2,6 < \tau_D = 70,7$ [MPa].

8.2 Kontrola pera na otlačení a stříh

Aby zvolené pero 6e7 x 6 x 16 ČSN 02 2562 vyhovělo kontrole na otlačení, musí být tlak v náboji (spojce) p menší, než dovolený tlak p_D a aby vyhovělo kontrole na stříh, musí být střížné napětí τ_s menší, než dovolené střížné napětí τ_{DS} .

Síla na pero:

$$F_2 = \frac{M_{K1}}{\frac{d_T}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{4838}{\frac{19}{2} + \frac{2,5}{2}} = 450 \text{ [N]}$$

Tlak v drážce spojky:

$$p = \frac{F_2}{l'_p \cdot t_1} = \frac{F_2}{(l_p - b) \cdot t_1} = \frac{450}{(16 - 6) \cdot 2,5} = 18 \text{ [MPa]}$$

Ve výpočtu je použita jen délka boku pera l'_p .

Střížná síla:

$$F_2 = \frac{M_{K1}}{\frac{d_T}{2}} = \frac{4838}{\frac{19}{2}} = 509 \text{ [N]}$$

Střížné napětí:

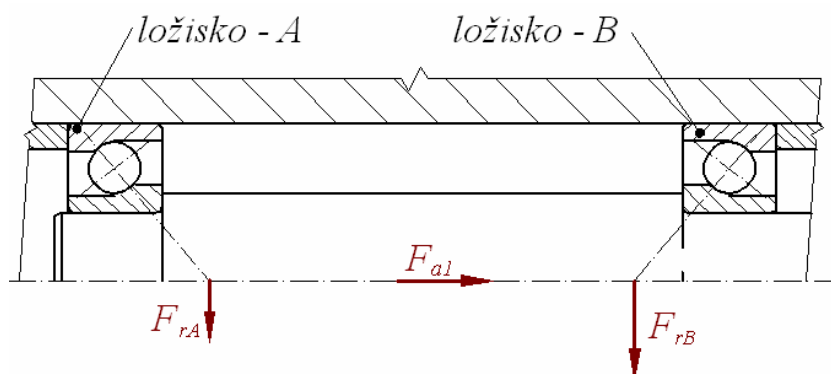
$$\tau_s = \frac{F}{l \cdot b} = \frac{509}{16 \cdot 6} = 5,3 \text{ [MPa]}$$

Pero **vyhovělo** kontrole na otlačení, protože je tlak v drážce spojky $p = 18 < p_D = 100$ [MPa] a kontrole na stříh, protože je $\tau_s = 5,3 < \tau_{DS} = 30$ [MPa]. Dovolenu hodnotu tlaku p_D pro ocelový náboj a dovolenu hodnotu střížného napětí τ_D jsem zjistil z [6] str. 80.

9 Výpočet životnosti ložisek

9.1 Ložiska šnekového hřídele

Pro uložení šnekové hřídele jsem použil dvě kuličková ložiska s kosoúhlým stykem firmy SKF s označením 7204 BECBY. Výpočet ekvivalentního zatížení a životnosti ložisek jsem provedl dle katalogu SKF [31] pro případ 1b, kdy je radiální síla $F_{rA} = R_A < F_{rB} = R_B$ a vnější axiální síla $F_{a1} > R \cdot (F_{rB} - F_{rA})$ a působí ve směru viz obr. 9.1.



Obr. 9.1 - Schéma působení sil

Tab. 9.1 - Vybrané údaje o ložisku 7204 BECBY

Parametr	Značení	Hodnota	Jednotka
Vnitřní průměr	d	20	[mm]
Šířka	B	14	[mm]
Vnější průměr	D	47	[mm]
Dynamická únosnost	C	14	[kN]
Statická únosnost	C_0	8,3	[kN]
Min. opěrný průměr pro vnitřní kroužek	d_{aMIN}	25,6	[mm]
Max. opěrný průměr pro vnější kroužek	D_{aMAX}	41,4	[mm]
Maximální poloměr zaoblení	r_{aMAX}	1	[mm]

Výpočet vnitřního axiálního zatížení ložiska B:

$$F_{aA} = R \cdot F_{rA} = 0,86 \cdot 170 = 146 \text{ [N]}$$

Součinitel $R = 0,86$ [-] jsem určil z katalogu SKF [31].

Výpočet vnitřního axiálního zatížení ložiska A:

$$F_{aB} = F_{aA} + F_{a1} = 146 + 913 = 1059 \text{ [N]}$$

Výpočet ekvivalentního zatížení ložiska A:

$$P_A = F_{rA} = 170 \text{ [N]} \text{ pro } \frac{F_{aA}}{F_{rA}} \leq 1,14 [-]$$

Výpočet ekvivalentního zatížení ložiska B:

$$P_B = 0,35 \cdot F_{rB} + 0,57 \cdot F_{aB} = 0,35 \cdot 280 + 0,57 \cdot 1059 = 702 \text{ [N]} \text{ pro } \frac{F_{aB}}{F_{rB}} > 1,14 [-]$$

Hodinová životnost ložiska A při 90% spolehlivosti:

$$L_{10hA} = \left(\frac{C}{P_A} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = \left(\frac{14}{0,170} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1415} = 6,58 [10^6 \text{ h}]$$

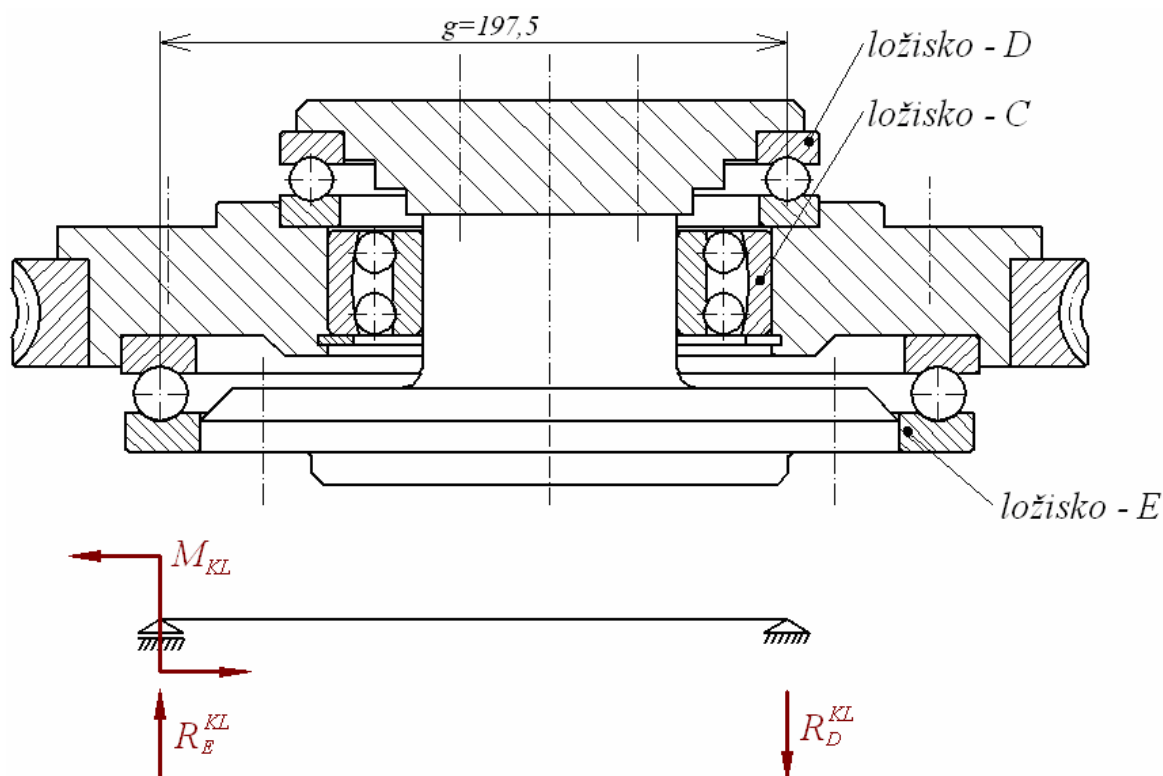
Hodinová životnost ložiska B při 90% spolehlivosti:

$$L_{10hB} = \left(\frac{C}{P_B} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = \left(\frac{14}{0,702} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1415} = 93428 \text{ [h]}$$

Obě ložiska **vyhověla** požadované životnosti 16000h.

9.2 Ložiska šnekového kola

Pro zachycení radiální a tečné síly šnekového převodu a radiálních sil působících na desku stolu jsem zvolil dvouřadé kuličkové ložisko firmy SKF s označením 4216 ATN9. Pro zachycení tíhy desky s obrobkem a také klopného momentu jsem zvolil dvě axiální ložiska označení 51126 a 51144 M téže firmy. Pro výpočet reakcí od klopného momentu jsem předpokládal klopný a záchytný bod v místě středu kuliček viz obr. 9.2.



Obr. 9.2 - Výpočtový model reakcí do axiálních ložisek od klopného momentu

Radiální síla působící na dvouřadé kuličkové ložisko:

$$R_C = \sqrt{(F_R + F_{r2})^2 + F_{t2}^2} = \sqrt{(1300 + 347)^2 + 272^2} = 1670 \text{ [N]}$$

Síly od klopného momentu působící na axiální kuličková ložiska:

$$R_D^{KL} = -R_E^{KL} = \frac{M_{KL}}{g} = \frac{500000}{197,5} = 2532 \text{ [N]}$$

Stanovení ekvivalentních zatížení ložisek C, D, E:

$$P_C = R_C = 1670 \text{ [N]}$$

$$P_D = R_D^{KL} = 2532 \text{ [N]}$$

$$P_E = |R_E^{KL}| + G + A = 2532 + 500 + 5000 = 8032 \text{ [N]}$$

Protože jsem výpočet hodinové životnosti ložisek uvedl v kapitole 9.1, zobrazil jsem výsledné hodnoty v tab. 9.2. Tíhu stolu a šnekového kola $G = 500\text{N}$ jsem určil z modelu součástí. Tyto ložiska jsem zvolil z důvodu tuhosti otočného stolu, co se týče životnosti, jsou velice předimenzovaná.

Tab. 9.2 - Zatížení, únosnost a životnost ložisek

Parametr	Značení	Hodnota pro ložiska			Jednotka
		Ložisko C (4216 ATN9)	Ložisko D (51126)	Ložisko E (51144 M)	
Ekvivalentní zatížení	P	1,67	2,532	8,032	[kN]
Dynamická únosnost	C	80,6	111	178	[kN]
Statická únosnost	C_0	90	725	800	[kN]
Hodinová životnost	L_{10h}	46,8	35,1	4,52	$[10^6\text{h}]$

Jelikož ložisko E (51144 M) je zatěžováno po zastavení stolu i statickou axiální silou, vypočetl jsem také součinitel bezpečnosti pro statickou únosnost, která musí být dle katalogu SKF [31] větší, než 1 [-].

Součinitel bezpečnosti pro statickou únosnost ložiska E (51144 M):

$$c_0^E = \frac{C_0}{P_E} = \frac{800}{8,032} = 99,6 [-]$$

Všechna ložiska **vyhověla** požadované životnosti 16000h. Kontrolované ložisko E (51144 M) **vyhovělo** kontrole na statickou únosnost.

10 Kontrola spojovacích částí

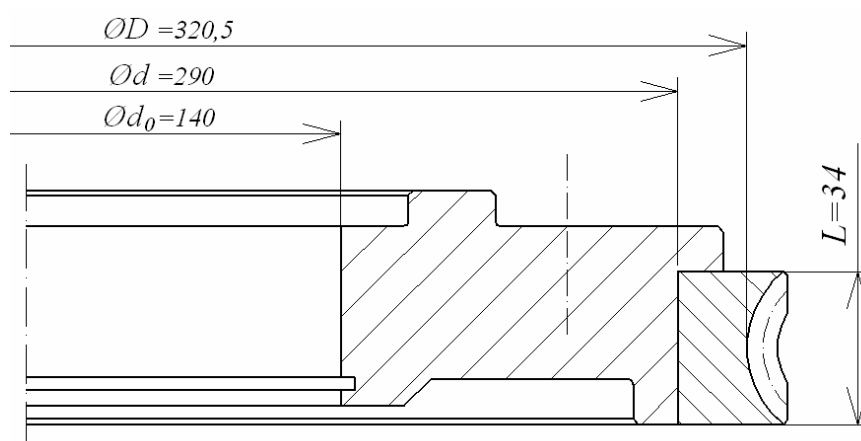
10.1 Pevnostní kontrola a ověření únosnosti lisovaného spoje

Při provozu vznikají velké teploty a ty mají díky teplotní roztažnosti materiálu vliv na pevnost a únosnost spoje. Z toho důvodu jsem musel zvolit pro spojení šnekového kola a náboje lisování za tepla s uložením H7/s6, které splňuje podmínku zvýšené statické bezpečnosti k mezi kluzu materiálu. Toto nalisování musí být provedeno před výrobou ozubení šnekového kola, a to z důvodů deformací, které nalisováním vzniknou. Pevnostní kontrolu a ověření únosnosti spoje výpočet potřebného ohřevu jsem provedl ve výpočetním softwaru [37]. Zadané vstupní údaje a výsledky jsou zobrazeny na obr. 10.2 a obr. 10.3.

Tab. 10.1 - Materiálové vlastnosti

Parametr	Značení	Hodnoty pro materiál		Jednotka
		42 2709.1 (ocel na odlitky)	Cu Al9 Fe3 (hliníkový bronz)	
Poissonovo číslo	μ	0,3	0,35	[-]
Modul pružnosti v tahu	E	$2,0 \cdot 10^5$	$0,75 \cdot 10^5$	[MPa]
Mez kluzu	Re	300	170	[MPa]

Vlastnosti materiálu jsem získal z [9] str. 149 a [8] str. 247 a uvedl do tab. 10.1. Rozměry potřebné pro výpočet jsem znázornil na obr. 10.1.



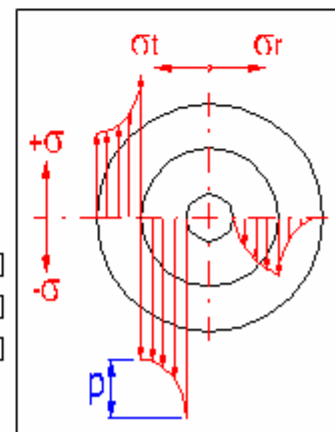
Obr. 10.1 - Schéma s rozměry pro výpočet lisovaného spoje

Minimální bezpečnost proti prokluzu $k_{MIN} = 2,5$ [-] jsem určil dle [6] str. 74. Zvýšenou statickou bezpečnost k redukovanému napětí náboje (hřídele) jsem zvolil $k_{SMIN} = 3$ [-].

1.0 <input checked="" type="checkbox"/> Společné vstupní údaje			
1.2 Zatížení spoje			
1.3 Přenášený výkon	P	0,75	[kW]
1.4 Otáčky hřídele	n	40,0	[1/min]
1.5 Krouticí moment	T	179,05	[Nm]
1.6 Axiální síla	F _A	272,0	[N]
1.7 Způsob zatížení, provozní parametry			
1.8 Charakter pohonu	Rovnoměrný ▼		
1.9 Typ zatížení	Lehké rázy ▼		
1.10 Charakter provozu	Jednosměrný ▼		
1.16 Materiál hřídele			
1.18 Mez pevnosti v tahu	R _m	520,0	[MPa]
1.19 Mez kluzu	R _e	300,0	[MPa]
1.20 Dovolené napětí v krutu	τ _D	173,0	[MPa]
1.21 Dovolený tlak	p _D	80,0	[MPa]
1.22 Modul pružnosti v tahu	E	200000	[MPa]
1.23 Poissonovo číslo	ν	0,30	
1.24 Součinitel tepelné roztažnosti	α	11,50	[10 ⁻⁶ /°C]
1.25 Materiál náboje			
1.27 Mez pevnosti v tahu	R _m	450,0	[MPa]
1.28 Mez kluzu	R _e	170,0	[MPa]
1.29 Dovolený tlak	p _D	30,0	[MPa]
1.30 Modul pružnosti v tahu	E	75000	[MPa]
1.31 Poissonovo číslo	ν	0,35	
1.32 Součinitel tepelné roztažnosti	α	16,00	[10 ⁻⁶ /°C]
2.0 <input checked="" type="checkbox"/> Návrh rozměrů spoje			
2.1 Parametry spoje			
2.2 Soustava uložení	Soustava jednotné díry ▼		
2.3 Způsob montáže	Lisování příčné (za tepla) ▼		
2.4 Čistota stykových ploch	Odmaštěné povrchy ▼		
2.5 Pokovení stykových ploch	Nepokovené povrchy ▼		
2.6 Součinitel tření	μ	0,12	
2.14 Rozměry spoje			
2.15 Vnitřní průměr dutého hřídele	d ₀	140	[mm]
2.17 Průměr hřídele	d	290,000	[mm]
2.18 Vnější průměr náboje	D	320,500	[mm]
2.19 Drsnost povrchu hřídele	R _{aS}	1,60	[μm]
2.20 Drsnost povrchu díry náboje	R _{aH}	1,60	[μm]
2.21 Funkční délka spoje	L	34,000	[mm]
2.24 Doporučené uložení	H7/s6	▼	<input checked="" type="checkbox"/>
2.25 Horní úchylka náboje	ES	52,00	[μm]
2.26 Dolní úchylka náboje	EI	0,00	[μm]
2.27 Horní úchylka hřídele	es	202,00	[μm]
2.28 Dolní úchylka hřídele	ei	170,00	[μm]

Obr. 10.2 - Teze z výpočtu lisovaného spoje [37]

3.0 <input checked="" type="checkbox"/> Únosnost, pevnostní kontroly a montážní parametry spoje					
3.1	Únosnost spoje		δ_c	δ_{min}	δ_{max}
3.2	Montážní přesah	δ	160,00	118,00	202,00
3.3	Efektivní přesah	Δd	157,44	115,44	199,44
3.4	Stykový tlak	p	3,7	2,7	4,7
3.5	Třecí síla spoje	F_f	13919	10206	17632
3.6	Bezpečnost proti prokluzu		10,05	7,37	12,73
3.7	Pevnostní kontrola náboje				
3.8	Zvětšení vnějšího průměru	ΔD	144,55	104,99	183,11
3.9	Dovolené napětí v tahu	σ_D	170		
3.10	Srovnávací napětí na vnějším průměru		33,8	24,8	42,8
3.11	Srovnávací napětí na vnitřním průměru		39,6	29,0	50,1
3.12	Bezpečnost		4,30	5,89	3,39
3.13	Pevnostní kontrola hřídele				
3.14	Zmenšení vnitřního průměru	Δd_0	6,84	5,01	8,66
3.15	Dovolené napětí v tahu	σ_D	300		
3.16	Srovnávací napětí na vnějším průměru		5,3	3,9	6,7
3.17	Srovnávací napětí na vnitřním průměru		9,8	7,2	12,4
3.18	Bezpečnost		30,72	41,90	24,25
3.19	Kontrola spoje na otlačení				
3.20	Dovolený stykový tlak	p_D	30	[MPa]	
3.21	Max. stykový tlak	p_{max}	4,7	[MPa]	
3.22	Bezpečnost		6,32		
3.28	Lisování příčné (za tepla)				
3.29	Uložení	S maximálním přesahem			
3.30	Montážní vůle	c	0,29	[mm]	
3.31	Součinitel tepelné roztažnosti :				
3.32	- materiál náboje (ohřev)	α_H	16	$[10^{-6}/^{\circ}\text{C}]$	
3.33	- materiál hřídele (ohřev)	α_S	11,5	$[10^{-6}/^{\circ}\text{C}]$	
3.34	- materiál hřídele (ochlazení)	α_{Sc}	8,5	$[10^{-6}/^{\circ}\text{C}]$	
3.35	Stanovení potřebné teploty ohřevu náboje				
3.36	Teplota hřídele	T_S	20,0	$[^{\circ}\text{C}]$	
3.37	Požadovaná teplota náboje	T_H	126,0	$[^{\circ}\text{C}]$	

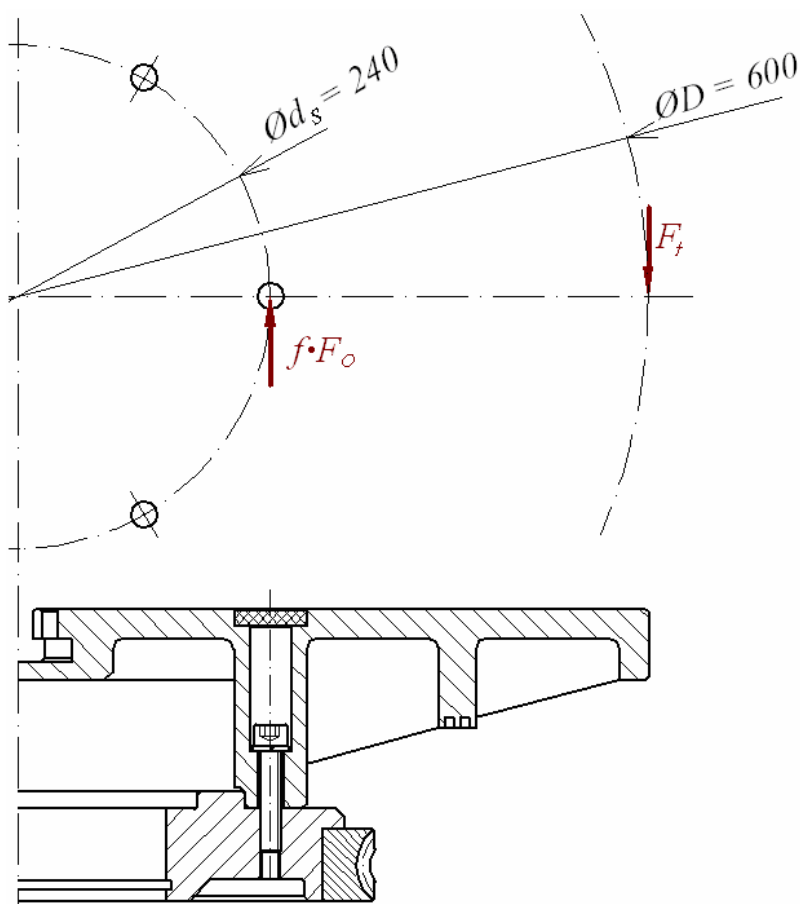


Obr. 10.3 - Teze z výpočtu lisovaného spoje - pokračování [37]

Lisovaný spoj **vyhověl** pevnostní kontrole, protože je minimální statická bezpečnost při maximálním přesahu $k_s = 3,39 > k_{MIN} = 3$ [-] a také kontrole únosností, protože je bezpečnost proti prokluzu při minimálním přesahu $k = 7,37 > k_{MIN} = 2,5$ [-].

10.2 Kontrola šroubového spojení

Pro spojení pracovní desky stolu s ozubeným kolem jsem zvolil 6 šroubů velikosti M10. Tyto šrouby musí vyvinout takovou přitlačnou sílu, aby se třením přenesl kroutící moment M_{K2} a spoj nepovolil ani v případě působení klopného momentu. Působení klopné síly jsem zjednodušeně přenesl na průměr d_s , na kterém jsou šrouby umístěny. Pro přenos kroutícího momentu jsem počítal s přidanou hodnotou zatížení od klopného momentu F_N^M rozloženou na všechny šrouby, pro pevnostní kontrolu jsem uvažoval s přenosem celé síly F_N^M jedním šroubem.



Obr. 10.4 - Schéma pro výpočet šroubů

Potřebná normálová síla k zachycení klopného momentu:

$$F_N^M = \frac{M_{KL}}{d_s} = \frac{500000}{240} = 2083 \text{ [N]}$$

Potřebná normálová síla pro přenos kroutícího momentu:

$$F_N^{MK} = \frac{k \cdot M_{K2}}{f \cdot d_s} = \frac{k \cdot F_t \cdot D}{f \cdot d_s} = \frac{1,5 \cdot 500 \cdot 600}{0,15 \cdot 240} = 12500 \text{ [N]}$$

Součinitel tření pro styk ocel na ocel $f = 0,15$ [-] jsem zjistil z [11] str. 34.

Potřebná osová síla ve šroubu:

$$F_0 = \frac{F_N^{MK} + F_N^M - G_S}{6} = \frac{12500 + 2083 - 250}{6} = 2388 \text{ [N]}$$

Tab. 10.2 - Parametry šroubu M10 – ISO 4762 – 5.6

Parametr	Značení	Hodnota	Jednotka
Rozteč závitu	P	1,5	[mm]
Střední průměr závitu	d_{2S}	9,026	[mm]
Vnitřní průměr závitu	d_3	8,160	[mm]
Vrcholový úhel závitů	α_S	60	[°]
Třecí průměr pod maticí	d_m	13,6	[mm]
Mez kluzu materiálu šroubů	Re	300	[MPa]

Výpočet třecího úhlu:

$$\varphi_s' = \arctg \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha_S}{2}} = \arctg \frac{0,18}{\cos \frac{60^\circ}{2}} = 11,74 \text{ [°]}$$

Součinitel tření $f_z = 0,18$ [-] jsem zvolil z rozsahu (0,12 - 0,18) pro neupravený šroub mazaný pastou MoS₂ dle [5] str. 34.

Výpočet úhlu stoupání:

$$\psi = \arctg \frac{P}{\pi \cdot d_{2S}} = \arctg \frac{1,5}{\pi \cdot 9,026} = 3,02 \text{ [°]}$$

Výpočet obvodové síly závitu:

$$F_Z = F_0 \cdot \operatorname{tg}(\varphi_s' + \psi) = 2388 \cdot \operatorname{tg}(11,74^\circ + 3,02^\circ) = 630 \text{ [N]}$$

Výpočet utahovacího momentu:

$$M_U = M_{TZ} + M_{TM} = \frac{F_Z \cdot d_{2S}}{2} + \frac{F_0 \cdot d_m \cdot f_m}{2} = \frac{630 \cdot 9,026}{2} + \frac{2388 \cdot 13,6 \cdot 0,15}{2} = 5278 \text{ [N.mm]}$$

Součinitel tření pod maticí $f_m = 0,15$ [-] jsem zvolil dle [5] str. 35.

Tahové napětí ve šroubu:

$$\sigma_t = \frac{4 \cdot \left(F_0 + \frac{5}{6} F_N^{MO} \right)}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot \left(2388 + \frac{5}{6} 2083 \right)}{\pi \cdot 8,160^2} = 78,85 \text{ [MPa]}$$

Jelikož jsem pro přenos kroutícího momentu započítal jen šestinu síly od klopného momentu, pro pevnostní výpočet jsem tuto sílu navýšil na F_N^{MO} .

Smykové napětí ve šroubu:

$$\tau = \frac{8 \cdot F_z \cdot d_{2S}}{\pi \cdot d_3^3} = \frac{8 \cdot 630 \cdot 9,026}{\pi \cdot 8,160^3} = 26,65 \text{ [MPa]}$$

Redukované napětí ve šroubu:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{78,85^2 + 4 \cdot 26,65^2} = 95,17 \text{ [MPa]}$$

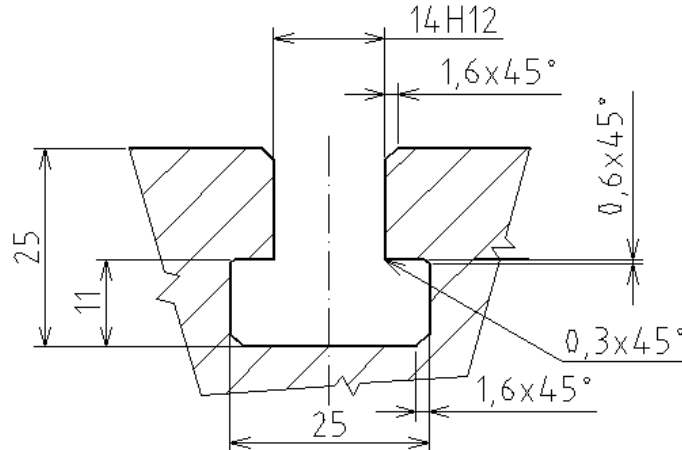
Statická kontrola šroubu:

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{RED}} = \frac{300}{95,17} = 3,15 \text{ [-]}$$

Navržené šrouby **vyhověly**, jelikož $k_s = 3,15 < k_{SMIN} = 1,5 \text{ [-]}$. Minimální bezpečnost šroubového spoje k_{SMIN} jsem určil z [6] str. 31.

10.3 Volba upínací drážky

Pro obráběcí a polohovací stroje se nejčastěji používají T-drážky. Do těchto drážek lze nasunout upínací šrouby, svěráky, upínky přípravky apod. Podle normy ČSN 02 1030 jsem zvolil 6 x T-drážku velikosti 14 (obr. 10.5) a umístil je pod úhlem 60°.

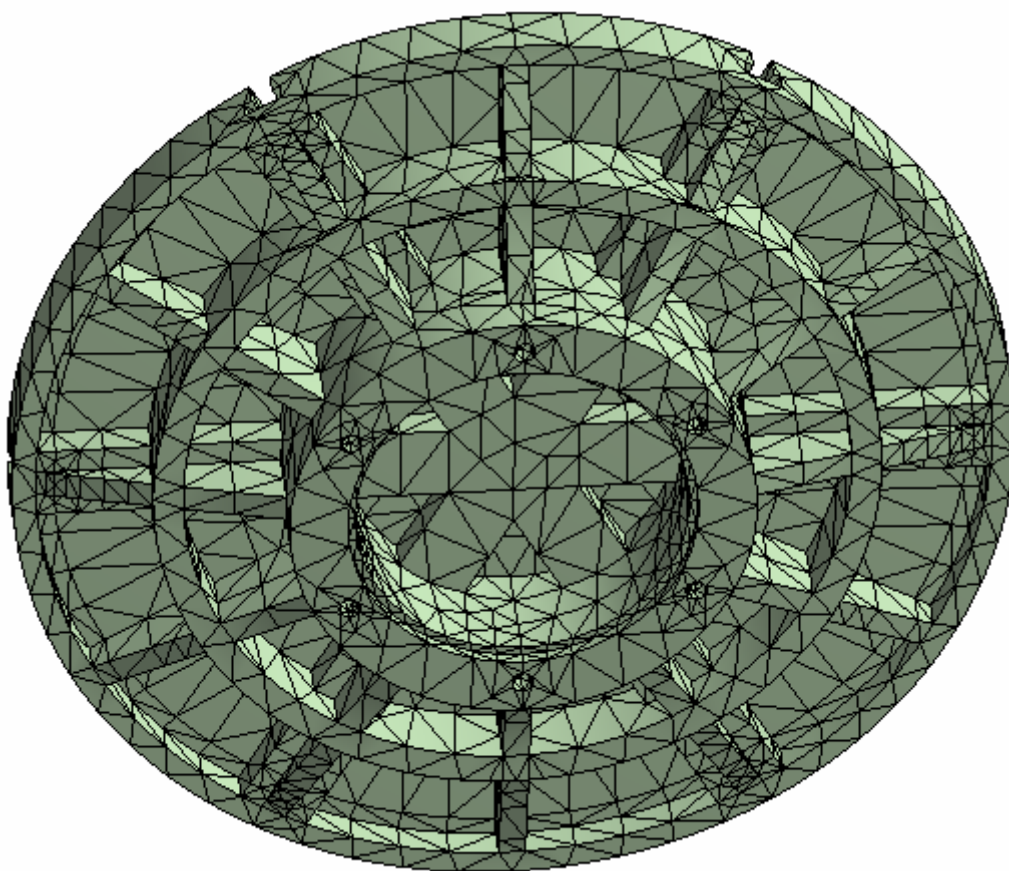


Obr. 10.5 - Tvar a rozměry drážky

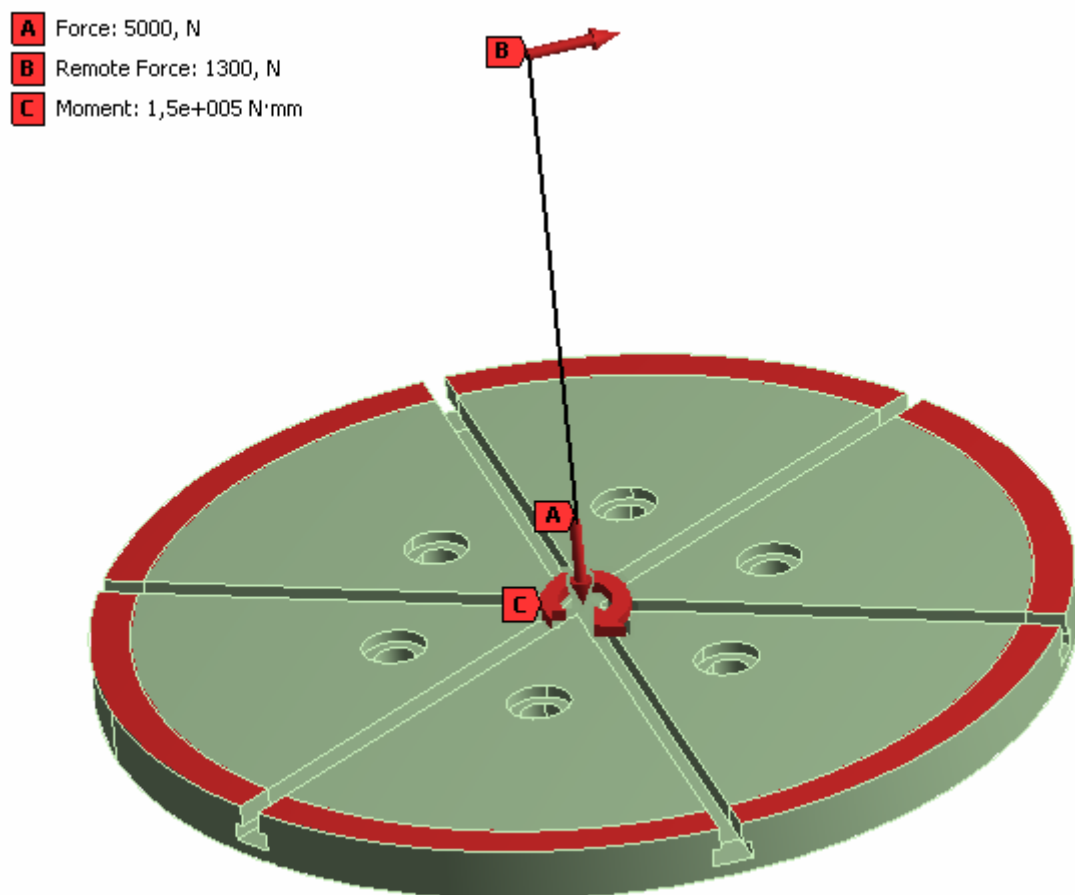
11 Kontrola pevnosti a tuhosti desky stolu

Kontrolu pevnosti a tuhosti desky jsem provedl ve výpočetním softwaru [30]. Před tvorbou sítě jsem odstranil všechna zaoblení a zkosení, jelikož při výpočtech nemají žádný významný vliv a jejich přítomnost zhoršuje kvalitu sítě. Poté jsem síť vytvořil pomocí automatického generátoru s relevancí (významností) nastavenou na 50 [-] a zobrazil na obr. 11.1. Pro desku stolu jsem zvolil slitinu hliníku 42 4353 s modulem pružnosti v tahu $E = 7,1 \cdot 10^5$ [MPa], Poissonovým číslem $\mu = 0,33$ [-] a mezí pevností $R_m = 150$ [MPa]. Tyto hodnoty jsem získal z [9] str. 95.

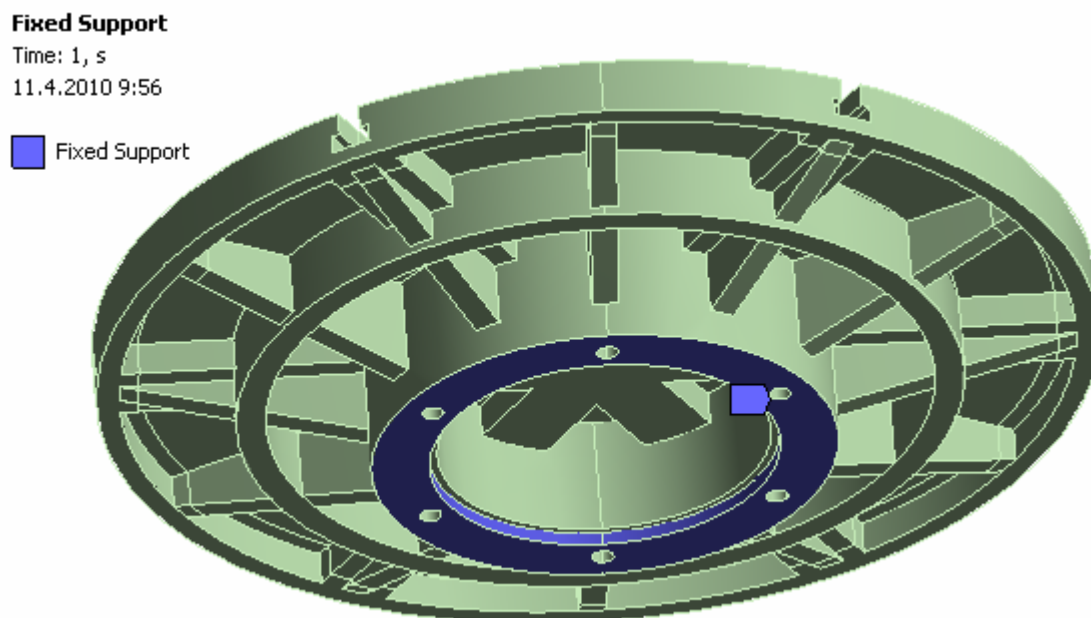
Z mnoha možných kombinací namáhání jsem vybral pouze nejhorší případ, kdy na desku stolu působí současně axiální, radiální i tečná síla a také klopný moment. Axiální sílu F_A jsem umístil na kraj desky stolu, kde je tuhost nejnižší. Radiální sílu F_R jsem umístil do výšky 385mm, ve které vytváří maximální dovolený klopný moment M_{KL} a A moment M_{K2} k ose stolu. Všechny tyto síly jsem svázel s plochou vyznačenou na obr. 11.2. Jako podpory jsem použil vazbu Frictionless (bez tření) a umístil jí do stykové plochy desky stolu se šnekovým kolem (obr. 11.3).



Obr. 11.1 - Sít' MKP [31]

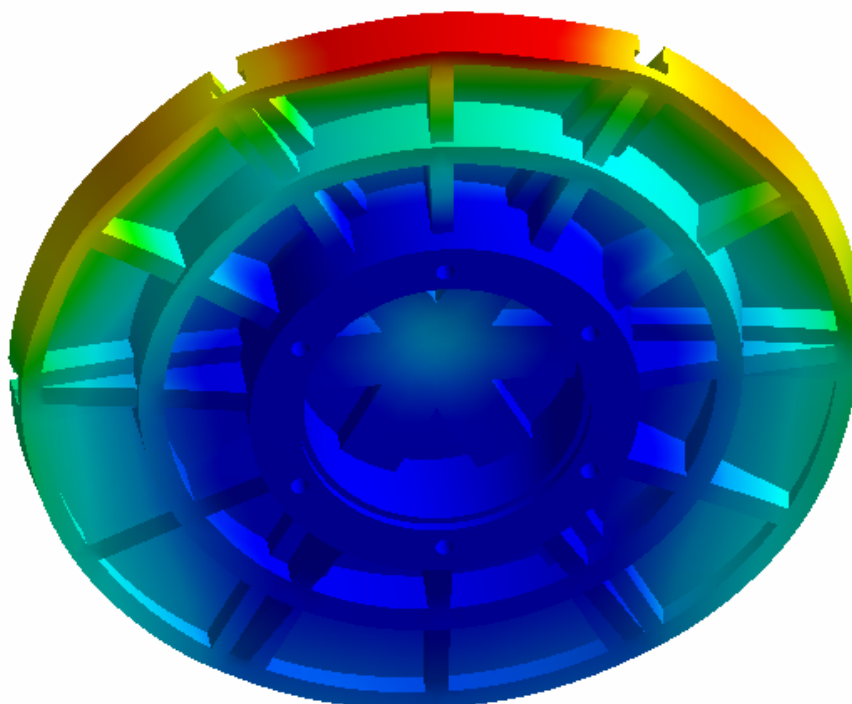
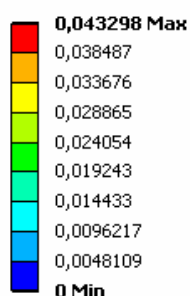


Obr. 11.2 - Okrajové podmínky - zatížení [31]



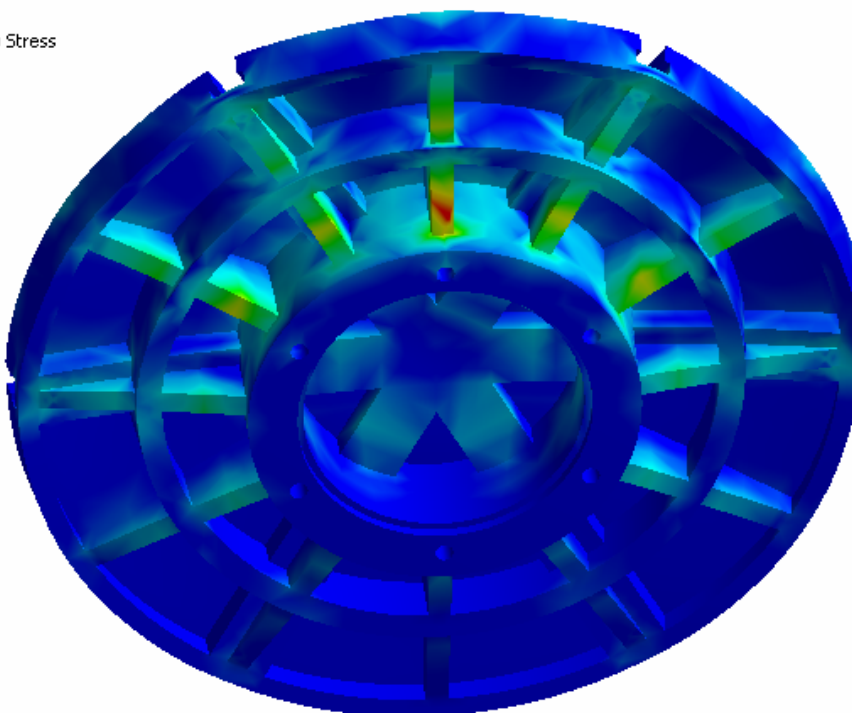
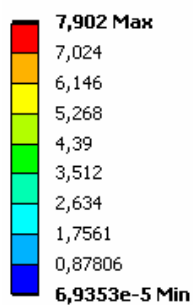
Obr. 11.3 - Okrajové podmínky - podpory [31]

Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1
 11.4.2010 9:55



Obr. 11.4 - Výsledné deformace [31]

Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 11.4.2010 9:55



Obr. 11.5 - Výsledná napětí [31]

Max. deformace desky stolu je 0,043 mm, tyto deformace jsou pro běžné aplikace **vyhovující**.
 Max. redukované napětí dle metody HMH je $\sigma_{MAX} = 7,9$ [MPa], toto napětí je menší než mez pevnosti materiálu $Rm = 150$ [MPa], proto deska stolu **vyhovuje** i pevnostní kontrole.

12 Závěr

V diplomové práci jsem se zabýval návrhem otočného stolu pro zadané parametry. Nejprve jsem se seznámil s aplikacemi otočných stolů a zjistil jejich konstrukci. Poté jsem zvolil vhodný elektromechanický převod skládající se z 4-pólového motoru, pevné spojky, šnekového sokolí a navrhl konstrukční řešení celého otočného stolu.

Šnekové soukolí jsem navrhl podle normy ČSN 01 4780. Materiál pro šnek jsem zvolil ocel (14 220) a materiál pro kolo hliníkový bronz (CuAl9Fe3). Protože jsem chtěl dosáhnout vyšší účinnosti šnekového převodu a také jsem potřeboval pro konstrukční řešení větší průměr ozubeného kola, zvolil jsem pro šnek 3 zuby. Pro dosažení požadovaných otáček stolu jsem pro šnekové kolo zvolil 106 zubů.

Mazání šnekového soukolí a ložisek jsem navrhl pomocí plastického maziva firmy Aral s označením Aralub – dlouhodobý tuk H. Toto mazivo má kinematickou viskozitu $100 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ při 40°C a vyhovuje jak ložiskům, tak šnekovému soukolí.

Při kontrole šnekové hřídele jsem zjistil dostatečnou minimální statickou bezpečnost 18,6 v místě D a dynamickou bezpečnost 9,6 v místě B. Hřídel je také dostatečně tuhá a vyhovuje jak průhybem pod šnekovým kolem, tak úhlem natočení pod ložisky.

K spojení šnekové hřídele s motorem jsem použil pevnou trubkovou hřídelovou spojku, která je levná, konstrukčně jednoduchá a provozně nenáročná.

K uložení šnekového hřídele jsem použil dvě kuličková ložiska s kosoúhlým stykem firmy SKF s označením 7204 BECBY. Pro zachycení radiální síly šnekového převodu a radiálních a tečných sil působících na desku stolu jsem zvolil dvouřadé kuličkové ložisko firmy SKF s označením 4216 ATN9. Pro zachycení tíhy desky s obrobkem a také klopného momentu jsem zvolil dvě axiální ložiska označení 51126 a 51144 M téže firmy. Všechna ložiska splnila požadovanou životnost 16 000h.

Pro kontrolu lisovaného spoje jsem využil programu MITCALC. Abych docílil požadované bezpečnosti i únosnosti spoje navrhl jsem lisování za tepla s uložením H7/s6.

Pro spojení desky stolu a šnekového kola jsem zvolil 6 šroubů M10 x ISO 4762 – 5.6. Tyto šrouby přenášejí kroutící moment pomocí tření stykových ploch a vyhovují s dostatečnou bezpečností i s uvažováním přenosu klopného momentu pouze jedním šroubem.

Pro uchycení upínacích šroubů, svěráků, upínek a jiných přípravků jsem desku stolu opatřil šesti T-drážkami velikosti 14.

Napětí a deformace desky stolu jsem zjistil pomocí programu Ansys Workbench pro nejhorší způsob namáhání a zjistil, že je pevnost i tuhost desky stolu dostačující.

13 Použité prameny

Literatura:

- [1] Bolek A., Kochman J. a kol.: *Části strojů - 1.svazek*. Praha: SNTL, 1989.
- [2] Bolek A., Kochman J. a kol.: *Části strojů - 2.svazek*. Praha: SNTL, 1990.
- [3] Báša F.: *Konstrukce šnekových převodovek*. Praha: SNTL, 1964.
- [4] Černoch S.: *Strojně technická příručka - I. svazek*. Praha: SNTL, 1977.
- [5] Dejl Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I: spojovací části strojů*.
Ostrava: MONTANEX a.s., 2000, ISBN 80-7225-018-3.
- [6] Kaláb K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: části spojovací*.
Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2007, ISBN 978-80-248-1290-8.
- [7] Kaláb K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: části pohonů strojů*.
Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1860-3.
- [8] Kříž R., Trčka J.: *Tabulky materiálů pro strojírenství: část I - kovové materiály - železné kovy*. Ostrava: MONTANEX a.s., 2000, ISBN 80-85780-92-5.
- [9] Kříž R., Trčka J.: *Tabulky materiálů pro strojírenství: část II - kovové materiály - neželezné kovy*. Ostrava: MONTANEX a.s., 2000, ISBN 80-7225-017-5.
- [10] Kříž R.: *Strojnické tabulky II: Pohony*.
Ostrava: MONTANEX a.s., 1997, ISBN 80-85780-51-8.
- [11] Leinveber J., Vávra P.l: *Strojnické tabulky - třetí doplněné vydání*.
Úvaly: ALBRA, 2006, ISBN 80-7361-033-7.
- [12] Moravec V., Pišťáček D.: *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2009,
ISBN 978-80-248-0980-9.
- [13] Moravec V., Havlík J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*.
Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0878-1.
- [14] Němček M., Mikeš I.: *Návody na cvičení I - Konstrukce převodových skříní*.
Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 1993. ISBN 80-7078-200-5.

Normy:

- [15] ČSN 01 4780 - Ozubená kola. Směrnice pro výpočet šnekových soukolí

Webové stránky:

- [16] <http://www.agdavis.com/>
- [17] <http://www.camcoindex.com/>
- [18] <http://www.elektromotory.cz/>
- [19] <http://www.fermatmachinery.cz/>
- [20] <http://www.haascnc.com/>
- [21] <http://www.indexingtechnologies.com/>
- [22] <http://www.pressl.cz/>
- [23] <http://www.psl.sk/>
- [24] <http://www.siprog.cz/>
- [25] <http://www.skf.cz/>
- [26] <http://www.strojtos.cz/>
- [27] <http://www.tos-znojmo.cz/>
- [28] <http://www.vyrobnistroje.cz/>
- [29] <http://www.weiss-gmbh.de/>
- [30] <http://www.zjp.cz/>

Katalogy a prospekty:

- [31] Hlavní katalog SKF
- [32] Informace o produktu Aral - Aralub dlouhodobý tuk H
- [33] Informace o produktu ESSO - Fliessfett S420
- [34] Katalog K02 0811 CZ - Nízkonapětové motory SIEMENS

Výpočetní programy:

- [35] *ANSYS Workbench v.11.0 - SP1*
- [36] *Autodesk Inventor 2009*
- [37] *MITCALC 1.51*
- [38] Němček M: *Hřídél* - VŠB-Technická univerzita Ostrava